



**FÁBIO MENEGATTI DE MELO**

# **Estudo do comportamento acústico de estruturas do tipo Caixa – Análise de Sensibilidade de massa**

78/2013

**CAMPINAS**  
**2013**  
i



**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**FÁBIO MENEGATTI DE MELO**

# **Estudo do comportamento acústico de estruturas do tipo Caixa – Análise de Sensibilidade de massa**

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica na Área de Projeto Mecânico e Mecânica dos Sólidos.

Orientador: Prof. Dr. Milton Dias Junior

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO  
FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO  
ALUNO FÁBIO MENEGATTI DE MELO, E  
ORIENTADO PELO PROF. DR. MILTON DIAS JUNIOR.

.....  
ASSINATURA DO(A) ORIENTADOR(A)

**CAMPINAS  
2013**

Ficha catalográfica  
Universidade Estadual de Campinas  
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura  
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

M491e      Melo, Fábio Menegatti de, 1988-  
Estudo do comportamento acústico de estruturas do tipo caixa - análise de sensibilidade de massa / Fábio Menegatti de Melo. – Campinas, SP : [s.n.], 2013.

Orientador: Milton Dias Junior.  
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Acústica - Vibração. 2. Controle de ruído. I. Dias Junior, Milton, 1961-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

**Título em outro idioma:** Study of the acoustic behaviour of box-type structures - mass sensitivity analysis

**Palavras-chave em inglês:**

Acoustics - Vibration

Machines - Vibration

Noise control

**Área de concentração:** Mecânica dos Sólidos e Projeto Mecânico

**Titulação:** Mestre em Engenharia Mecânica

**Banca examinadora:**

Milton Dias Junior [Orientador]

Renato Pavanello

Arcanjo Lenzi

**Data de defesa:** 24-07-2013

**Programa de Pós-Graduação:** Engenharia Mecânica

**UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS**  
**FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**  
**DEPARTAMENTO DE PROJETO MECÂNICO**


**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO**

**Estudo do comportamento acústico de  
estruturas do tipo Caixa – Análise de  
Sensibilidade de massa**

Autor: Fábio Menegatti de Melo

Orientador: Prof. Dr. Milton Dias Junior

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



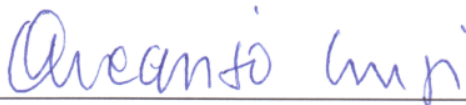
---

**Prof. Dr. Milton Dias Junior**  
Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP



---

**Prof. Dr. Renato Pavanello**  
Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP



---

**Prof. Dr. Arcanjo Lenzi**  
Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC

Campinas, 24 de Julho de 2013

*Esta Dissertação é dedicada aos meus pais Wilson e Cleunice e aos meus irmãos Filipe e Fernando*

## Agradecimentos

Quero agradecer primeiramente a Deus. ELE que sempre me acompanha e ensina em cada passo e que se mostra para mim principalmente nos momentos de maior dificuldade. Obrigado pela atitude bondosa e totalmente solícita de me mostrar claramente os porquês de cada coisa e me confortar quando as situações parecem sem solução.

Gostaria de agradecer aos meus pais Wilson e Cleunice pelo apoio incondicional e pela força que sempre confiaram a mim e a meus irmão. Eles que se mantêm sempre firmes enfrentando o “pesadelo” de ter três filhos que escolheram ser pesquisadores em um país onde Educação e Conhecimento são prioridades secundárias e ainda carecem de auxílio e oportunidades. Desde o começo eles nunca abriram mão de nos proporcionar a melhor formação disponível de modo que pudéssemos nos desenvolver e nos tornar pessoas competentes e profissionais de qualidade. Permitiram que pudéssemos entrar em cursos superiores de faculdades públicas de qualidade e são totalmente responsáveis por essa Dissertação. Quero agradecê-los por sempre estarem do nosso lado e ajudar a trilhar nossa carreira, mesmo que ela seja tão penosa, solitária e muito aquém de incentivos. Muito Obrigado!

Agradeço aos meus irmãos Filipe e Fernando pela nossa convivência sempre amistosa e pela parceria mútua.

Quero agradecer também aos meus avós, José Carlos, Waldemar, Clarice e Ruth por terem um papel fundamental na minha vida. Obrigado pelos serrotes, pregos e martelos, madeiras, pelas tintas e pela horta, pelo teclado e pelo Banco Imobiliário, pelo volante de *Kombi* e bolos de chocolate, pelas noites bem dormidas e cafés com leite à meia-noite. Todas as experiências da infância que me permitem ser quem eu sou hoje.

Obrigado ao meu orientador Prof. Dr. Milton Dias Junior pelo conhecimento transmitido, pelas discussões técnicas e pelos bate-papos, pelo convívio e pelos momentos de descontração dentro e fora da Universidade.

Agradeço aos demais professores com os quais tive a oportunidade de trabalhar durante a graduação – Prof. Dr. Jorge Isaias Llagostera Beltran e Prof. Dr. Robson Pederiva. Eles, juntamente

com meu orientador, me permitiram inserir na carreira docente através do Programa de Apoio Didático (PAD) oferecido pela UNICAMP. Aproveito para agradecer também o Prof. Dr. Renato Pavanello pelas dicas de ANSYS® e de como realizar as simulações vibroacústicas deste trabalho.

Agradeço ao CNPq e à CAPES pelo financiamento desta pesquisa. Obrigado também às Secretarias de Graduação e Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica pelas diversas vezes em que precisei de ajuda com questões burocráticas e cumprimento de datas.

Não posso deixar de citar os meus amigos: meu grande amigo de infância Fernando Nunes que esteve sempre compartilhando os diversos momentos marcantes da minha vida pessoal e profissional; meus amigos da graduação Henrique, Guilherme e Gustavo pelos momentos memoráveis de risada que passamos durante os anos de faculdade e em nossos encontros semestrais; os amigos do Laboratório de Dinâmica de Estruturas e Máquinas – LDEM – pela companhia e pelas incontáveis conversas técnicas e não-técnicas, além dos momentos de descontração diariamente presentes. Em especial, gostaria de destacar a ajuda e os ensinamentos transmitidos pelos alunos de Doutorado Vinícius Simionatto e Hugo Miyasato. Sem dúvida nenhuma, grande parte do meu conhecimento e do interesse despertado pelo estudo de Vibrações e Acústica vem do nosso convívio e da motivação e perseverança que eles demonstram. Muito obrigado a todos vocês e aos demais que fazem parte do dia-a-dia mas que, por razões de espaço, não estão citados aqui.

Agradeço à Thaís Destefani por todos os momentos e pela extrema paciência e dedicação que tem demonstrado, especialmente nos momentos de maior dificuldade e estresse!

Obrigado também à *Orquestra Filarmônica Melhoramentos Caieiras*, à *Ford Motor Company*, em especial o Engº Dr. Marcelo Magalhães, e a *SMARTTECH* que me permitiram ter um contato mais profundo, cada uma a sua maneira, com a Acústica.

E, finalmente, um agradecimento inusitado, mas não menos importante, à *LEGO Group* por despertar nas crianças de todo o mundo o desejo de se tornar um Engenheiro.

*“O importante não é ver o que ninguém nunca viu, mas sim, pensar o que ninguém nunca pensou  
sobre algo que todo mundo vê”  
Schopenhauer*



## Resumo

Estruturas do tipo caixa são facilmente encontradas em sistemas mecânicos do cotidiano. Elas estão nas coberturas de motores e equipamentos de ar-condicionado, transformadores e compressores de refrigeradores e em todo sistema cuja cobertura é feita por uma proteção plástica ou metálica. Seu comportamento acústico e vibratório vem sendo estudado há alguns anos uma vez que problemas relacionados a ruído e vibração desses componentes são recorrentes.

Como forma de atenuar o ruído radiado por essas estruturas alguns métodos são adotados. Dentre eles está a adição de massa a qual será estudada neste trabalho.

Uma caixa retangular é modelada por meio de Elementos Finitos e duas análises realizadas: uma análise estrutural *in vacuo* de forma a determinar a variação do deslocamento volumétrico líquido e outra, vibroacústica, focando em como o nível de pressão sonora e o padrão de diretividade são afetados pela adição de massa.

É possível verificar que a adição de massa muda de maneira significativa as frequências naturais e as formas modais da caixa. Além disso, ela pode reduzir o deslocamento volumétrico líquido daqueles modos com grande deslocamento volumétrico e pode aumentar ou diminuir a resposta acústica dependendo da quantidade de massas adicionadas.

*Palavras Chave:* Acústica Estrutural, Estruturas do tipo Caixa

## **Abstract**

Box-type structures are easily found in mechanical systems of the everyday. They are covering engines and air-conditioning equipment, transformers and hermetic compressors of refrigerators and every system which covering is made by a plastic or metallic protection. Their vibratory and acoustic behavior have been study for many years once that concerns regarding noise and vibration related to them are recurrent.

As a manner to attenuate the noise radiated by these structures some known methods are adopted. One of these, which will be investigated in this work, is adding masses on the structure.

A rectangular box is modelled by means of Finite Element approach. Two analyses are performed: a structural in vacuum analysis in order to determine the variation of the net-volume displacement and a vibroacoustic analysis focusing on how the sound pressure level and directivity pattern are affected by adding masses. The latter one is carried out considering fluid-structure interaction.

It can be verified that mass addition changes, in a significant way, the natural frequencies and mode shapes of the box. In addition, it may reduce the net-volume displacement of modes which have large net-volume displacement and may increase or decrease the acoustical response of the box depending on the amount of added masses.

*Keywords:* Structural Acoustics, Box-type structures

## Lista de Ilustrações

Figura 1.1 – Tipos de aplicação das mantas visco-elásticas. a) FLD. b) CLD. c) TVD (RAO, 2003)	3
Figura 1.2 – a) Ranhuras utilizadas em caixas de transmissão (Adaptado de Le MOYNE & TÉBEC, 2002). b) Restrição por meio de parafusos (MING et al., 2000)	4
Figura 1.3 – Utilização de painéis perfurados com honeycomb (Adaptado de TOYODA et. al, 2007)	5
Figura 2.1 – Cronologia dos principais trabalhos desenvolvidos sobre vibração de estruturas do tipo caixa	9
Figura 2.2 – Suportes utilizados no procedimento experimental de Dickinson & Warburton (1967). a) Pinos de suporte nas quinas da base. b) Almofadas de espuma plástica. c) Espuma de borracha. d) Tiras de borracha dura	10
Figura 2.3 – Modelo de caixa com abertura utilizado por Popplewell (1971)	11
Figura 2.4 – Modelo de caixa com abertura utilizado por Handa (1972)	12
Figura 2.5 – Representação esquemática da caixa utilizada. (Adaptado de Lin & Pan, 2009)	13
Figura 2.6 – Forma Modal Simétrica e Antissimétrica de acordo com Lin & Pan (2009a)	15
Figura 2.7 – Representação do modo de 13,5 Hz (Lin & Pan, 2009a)	16
Figura 2.8 – Representação do modo de 66,6 Hz (Lin & Pan, 2009a)	16
Figura 2.9 – Cronologia dos principais trabalhos desenvolvidos sobre acústica de estruturas do tipo caixa	18
Figura 2.10 – Modelos de análise usados por Wong, 2002. a) Carregamento com 10% da massa da placa original e 25% da área recoberta. b) e c) Carregamento com 10% da massa da placa original e 1% da área recoberta	20
Figura 2.11 – Modos da placa sujeita ao Carregamento com 10% da massa original e 1% da área total. a) Modo $\varphi_{13}$ . b) Modo $\varphi_{24}$ . c) Modo $\varphi_{25}$ . d) Modo $\varphi_{35}$ (Adaptado de Wong, 2002)	21
Figura 3.1 – Elemento contínuo de ar	24
Figura 3.2 – Variação volumétrica do elemento de fluido ocasionada pela passagem da onda acústica	27

Figura 3.3 – Padrão de Diretividade de uma fonte sonora no espaço. (Extraído de Maling <i>et. al</i> , 1992) .....	31
Figura 3.4 – Ilustração das fontes primárias de radiação acústica. a) monopólo. b) dipólo. c) quadripólo como os pólos alocados nos vértices de um quadrado virtual. d) quadripólo com os pólos alinhados. (Extraído de Russell <i>et. al</i> , 1998) .....	32
Figura 3.5 – Representação bidimensional do MAC .....	33
Figura 4.1 – Elemento estrutural do tipo SHELL63 e seus deslocamentos nodais arbitrários $\overrightarrow{USUM_i}$ e o deslocamento médio $\overrightarrow{USUM}$ .....	36
Figura 4.2 – Ilustração da caixa utilizada para simulação estrutural. a) Geometria. b) Modelo em Elementos Finitos .....	37
Figura 4.3 – Variação das frequências naturais em função do refinamento de malha .....	38
Figura 4.4 – Variação do deslocamento volumétrico em função do refinamento de malha .....	39
Figura 4.5 – Ilustração dos pontos onde as massas pontuais foram fixadas .....	40
Figura 4.6 – Forma Modal correspondente ao Modo 7 .....	40
Figura 4.7 – Forma Modal correspondente ao Modo 9 .....	40
Figura 4.8 – Forma Modal correspondente ao Modo 12 .....	41
Figura 4.9 – Forma Modal correspondente ao Modo 27 .....	41
Figura 4.10 – Forma Modal correspondente ao Modo 28 .....	41
Figura 4.11 – Forma Modal correspondente ao Modo 28 .....	42
Figura 4.12 – Modo (1,3) de uma placa simplesmente apoiada. (Chladni Figures and Vibrating Plates) .....	42
Figura 4.13 – Variação do Deslocamento Volumétrico para cada modo da estrutura com a adição de massas (Modos normalizados pela matriz de massa) .....	43
Figura 4.14 – Variação do Deslocamento Volumétrico para cada modo da estrutura com a adição de massas (Modos normalizados pela matriz de massa) – Correção pelo MAC .....	45
Figura 4.15 – Representação gráfica do MAC entre o modelo original e o modelo com 10% de massas adicionais .....	45
Figura 4.16 – a) Forma modal do modo 20 da caixa original. b) Forma modal do modo 21 da caixa com 10% de massa adicionadas. c) Forma modal do modo 35 da caixa com 10% de massa adicionadas .....	46

Figura 4.17 – Representação gráfica do MAC entre o modelo original e o modelo com 3% de massas adicionais .....	48
Figura 4.18 – Forma Modal correspondente ao Modo 40 .....	48
Figura 4.19 – Variação do Deslocamento Volumétrico para cada modo da estrutura com a adição de massas (Modos normalizados pela matriz de massa) – Correção pelo MAC e inserção do Modo 40 .....	49
Figura 4.20 – Variação do Deslocamento Volumétrico para cada modo da estrutura com a adição de massas (Modos normalizados pela unidade) – Correção pelo MAC e inserção do Modo 40 .....	51
Figura 4.21 – Variação do Deslocamento Volumétrico para resposta forçada com a adição de massas – Modos equivalentes .....	52
Figura 4.22 – Variação do Deslocamento Volumétrico para resposta forçada com a adição de massas – Frequência equivalente de 22,945 Hz .....	53
Figura 4.23 – Corte do modelo utilizado para a simulação acústica .....	54
Figura 4.24 – Padrão de Diretividade para as frequências referentes ao modo 7 .....	58
Figura 4.25 – Padrão de Diretividade para as frequências referentes ao modo 9 .....	58
Figura 4.26 – Padrão de Diretividade para as frequências referentes ao modo 12 .....	59
Figura 4.27 – Padrão de Diretividade para as frequências referentes ao modo 27 .....	59
Figura 4.28 – Padrão de Diretividade para as frequências referentes ao modo 28 .....	60
Figura 4.29 – Padrão de Diretividade para as frequências referentes ao modo 34 .....	60
Figura 4.30 – Padrão de Diretividade para a frequência 22,133 Hz, seus valores médio e máximo .....	61
Figura 4.31 – Deslocamento Volumétrico (eixo esquerdo – $[10^{-6} \text{ m}^3]$ ) e NPS médio e máximo (eixo direito – $[\text{dB}, p_{ref} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}]$ ) – Modos equivalentes ao Modo 7 .....	62
Figura 4.32 – Deslocamento Volumétrico (eixo esquerdo – $[10^{-6} \text{ m}^3]$ ) e NPS médio e máximo (eixo direito – $[\text{dB}, p_{ref} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}]$ ) – Modos equivalentes ao Modo 9 .....	62
Figura 4.33 – Deslocamento Volumétrico (eixo esquerdo – $[10^{-6} \text{ m}^3]$ ) e NPS médio e máximo (eixo direito – $[\text{dB}, p_{ref} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}]$ ) – Modos equivalentes ao Modo 12 .....	63
Figura 4.34 – Deslocamento Volumétrico (eixo esquerdo – $[10^{-6} \text{ m}^3]$ ) e NPS médio e máximo (eixo direito – $[\text{dB}, p_{ref} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}]$ ) – Modos equivalentes ao Modo 27 .....	63

Figura 4.35 – Deslocamento Volumétrico (eixo esquerdo – $[10^{-6} \text{ m}^3]$ ) e NPS médio e máximo (eixo direito – $[\text{dB}, p_{ref} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}]$ ) – Modos equivalentes ao Modo 28 .....	64
Figura 4.36 – Deslocamento Volumétrico (eixo esquerdo – $[10^{-6} \text{ m}^3]$ ) e NPS médio e máximo (eixo direito – $[\text{dB}, p_{ref} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}]$ ) – Modos equivalentes ao Modo 34 .....	64
Figura 4.37 – Deslocamento Volumétrico (eixo esquerdo – $[10^{-6} \text{ m}^3]$ ) e NPS médio e máximo (eixo direito – $[\text{dB}, p_{ref} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}]$ ) – Frequência equivalente .....	65

## Lista de Tabelas

Tabela 1.1 – Atuadores e Sensores usados nos sistemas de controle ativo (Adaptado de Donadon, 2002) .....	2
Tabela 2.1 – Propriedades do Material .....	13
Tabela 2.2 – Classificação dos 33 primeiros modos não-rígidos e os Deslocamentos Volumétricos Líquidos associados a cada um (Adaptado de Lin & Pan (2009)) .....	14
Tabela 4.1 – Modos da estrutura que apresentam deslocamento volumétrico líquido (Adaptado de Lin & Pan (2009a, 2009b)) .....	34
Tabela 4.2 – Variação do Refinamento de Malha .....	37
Tabela 4.3 – Evolução da numeração dos modos com a adição de massa (obtidos via MAC) .....	44
Tabela 4.4 – Variação da Frequência Natural, em Hz, pela adição de massa .....	47
Tabela 4.5 – Evolução da numeração dos modos inserindo o modelo com 3% de massa (obtidos via MAC) .....	47
Tabela 4.6 – Evolução da numeração dos modos com a adição de massa (obtidos via MAC) .....	50
Tabela 4.7 – Variação da Frequência Natural, em Hz, pela adição de massa .....	50
Tabela 4.8 – Variação da Frequência Natural, em Hz, e do Amortecimento Modal [%] pela adição de massa .....	56
Tabela 4.9 – Pressão máxima e média, em dB, medida a 6,9 metros do centro da caixa .....	57

## Lista de Abreviaturas e Siglas

### *Letras Latinas*

$p$ – pressão sonora ou incremento de pressão	[N/m <sup>2</sup> ]
$P$ – pressão instantânea	[N/m <sup>2</sup> ]
$\mathcal{P}$ – pressão de equilíbrio	[N/m <sup>2</sup> ]
$q$ – velocidade de partícula	[m/s]
$F$ – força	[N]
$A$ – área	[m <sup>2</sup> ]
$\hat{i}, \hat{j}, \hat{k}$ – versores cartesianos	
$m$ – massa	[kg]
$V$ – volume	[m <sup>3</sup> ]
$\mathcal{V}$ – volume de equilíbrio	[m <sup>3</sup> ]
$\mathbb{R}$ – constante dos gases	[J/kg.K]
$T$ – Temperatura	[K]
$k$ – número de onda	
$f$ – frequência	[Hz]
$a$ – dimensão característica de um fonte sonora	[m]
$r$ – coordenada polar	

.....

### *Letras Gregas*

$\theta$ – coordenada polar	
$\rho$ – densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\tau$ – incremento de volume	[m <sup>3</sup> ]
$\gamma$ – razão entre o calor específico do gás à pressão constante e o calor específico do gás à volume constante	
$\xi$ – deslocamento do elemento de fluido	[m]
$\omega$ – frequência angular	[rad/s]
$\lambda$ – comprimento de onda	[m]

.....



### ***Subscritos***

***e*** – elemento de fluido

***x, y, z*** – coordenadas cartesianas

**RMS** – *root mean square*

**ref** – referência

.....

### ***Siglas***

**NVH** – *Noise, Vibration e Harshness* (Ruído, Vibração e Severidade)

**NPS** – Nível de Pressão Sonora [dB]

**AVC** – *Active Vibration Control* (Controle Ativo de Vibração)

**ASAC** – *Active Structural Acoustic Control* (Controle Ativo de Ruído Estrutural)

**ANC** – *Active Noise Control* (Controle Ativo de Ruído)

**FLD** – *Free-layer damping*

**CLD** – *Constrained-layer damping*

**TVD** – *Tuned viscoelastic damper*

**SDM** – *Structural Dynamics Modification* (Modificação da Dinâmica Estrutural)

**FEM** – *Finite Element Method* (Método dos Elementos Finitos)

**FRF** – *Frequency Response Function* (Função de Resposta em Frequência)

**BEM** – *Boundary Element Method* (Método dos Elementos de Contorno)

**MAC** – *Modal Assurance Criterion*

.....

## SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
2 REVISÃO DA LITERATURA	8
3 ASPECTOS TEÓRICOS E PROCEDIMENTO	23
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	34
5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA PRÓXIMOS TRABALHOS	66
REFERÊNCIAS	69

# 1 INTRODUÇÃO

Problemas de ruído associados a estruturas vibrantes, também chamados de problemas de *Ruído, Vibração e Severidade* (NVH, do inglês *Noise, Vibration and Harshness*), são recorrentes em diversos setores da Indústria. Citam-se, como exemplo, os problemas de ruído interno de veículos automotores e aeroespaciais e os problemas de ruído e vibração de eletrodomésticos e equipamentos em geral.

Muitas vezes, os problemas de NVH, além de prejudicarem substancialmente o conforto do consumidor final, podem ser avaliados subjetivamente como defeitos de qualidade. Este julgamento do produto, associado à existência de algumas normas e legislações vigentes (NBR 15145, NBR 10152, Selo RUÍDO, etc.) que determinam ou recomendam limites máximos para estes problemas e a concorrência do mercado que estimula o aumento da qualidade, movem o setor industrial a buscar constantemente formas de reduzi-los.

Neste contexto, alguns métodos, conhecidos como métodos de *Controle de Vibrações e Ruído Ativos e Passivos*, são comumente empregados. Os métodos de controle ativo compreendem aqueles em que um sistema de controle é instalado, juntamente com atuadores e sensores, de forma que o esforço de controle atinja uma função objetivo, ou função de custo, que minimiza a vibração e a radiação acústica (DONADON, 2002). Neste caso, a amplitude de vibração e/ou o nível de pressão sonora (NPS ou SPL, *Sound Pressure Level*) são alterados por meio da injeção de energia no sistema. Para os problemas de NVH, os sistemas de controle ativo podem ser classificados da seguinte maneira: Controle Ativo de Vibração (AVC, do inglês *Active Vibration Control*) (BOHN *et al.*, 2004) e Controle Ativo de Ruído Estrutural (ASAC, *Active Structural Acoustic Control*) (FULLER, 1990). Para cada sistema de controle existem atuadores e sensores específicos, conforme mostrado na Tabela 1.1.

Existe ainda o Controle Ativo de Ruído (ANC, *Active Noise Control*) (ELLIOTT & NELSON, 1993; KUO & MORGAN, 1999) utilizado para problemas puramente acústicos em que a atuação é feita por alto-falantes e o sensoriamento feito pelos mesmos equipamentos utilizados

no ASAC. Nesta abordagem, utilizada majoritariamente para ruídos de baixa frequência, o princípio da interferência destrutiva entre o campo acústico formado pela *fonte primária* (superfície vibrante) e a *fonte secundária* (alto-falantes) é utilizado.

Tabela 1.1 – Atuadores e Sensores usados nos sistemas de controle ativo (Adaptado de Donadon, 2002).

<i>Controle Ativo de Ruído e Vibrações</i>				
<i>Sistema de Controle</i>	<i>Atuação</i>	<i>Tipo de Atuador</i>	<i>Sensoriamento</i>	<i>Tipo de Sensor</i>
AVC	Estrutural	Excitador Eletrodinâmico, Atuador Piezoelétrico	Estrutural	Acelerômetro, Sensor Piezoelétrico, Vibrômetro <i>laser</i>
ASAC	Estrutural		Acústico	Microfones, Sensor de Velocidade de Partícula, Sonda de Intensidade Sonora

Apesar de serem efetivos, quando se trata de estruturas mais complexas, os métodos de controle ativo mostram algumas dificuldades que incluem a estabilidade do sistema de controle, a difração em torno de objetos e construções próximas e os efeitos na propagação da onda sonora provocados pela ação do vento (MING *et al.*, 2000).

Diferentemente, nos métodos de controle passivo não existe atuação externa sobre a estrutura. Assim, o sistema é modificado com o uso de elementos que não injetam energia, isto é, elementos *passivos*, de forma a atingir valores pré-estabelecidos de amplitude de vibração e/ou nível de pressão sonora. Eles consistem basicamente em se alterar os parâmetros físicos do sistema – massa, rigidez e amortecimento. Na maior parte dos casos, entretanto, a alteração dos parâmetros físicos proporciona também a alteração dos parâmetros modais – frequência natural, forma modal e fator de amortecimento – da estrutura, o que, na maior parte dos problemas vibratórios, se caracteriza como uma solução adequada.

Os métodos de controle passivo são, em sua maioria, usados para médias e altas frequências. Entretanto, existem aplicações, como a proposta por Ming *et al.* (2000), para o controle de baixas

frequências. As vantagens do uso de métodos passivos são o seu baixo custo e a facilidade de implementação.

Dentre as práticas mais comuns de controle passivo de ruído e vibrações cita-se:

- A aplicação de mantas visco-elásticas (de origem polimérica) as quais conferem certo nível de amortecimento à estrutura dissipando a energia mecânica na interface material-estrutura. Os materiais visco-elásticos apresentam características combinadas de um fluido viscoso e de um sólido elástico (RAO, 2003), isto é, após serem solicitados por cargas de tração e compressão eles retornam a sua posição original, tal como uma mola, porém dissipando energia. Essa dissipação está relacionada com a relaxação e recuperação das cadeias poliméricas do componente (OLIVEIRA, 2006). A Figura 1.1 mostra os tipos de configuração do material visco-elástico sobre a estrutura vibrante, chamada estrutura de base. Rao, 2003 chama a primeira configuração (Figura 1.1a) de FLD (*free-layer damping*). Nela o material de amortecimento é depositado ou colado sobre a estrutura de base e seu nível de amortecimento é delimitado pela espessura e pelo peso. Na Figura 1.1b está a configuração denominada CLD (*constrained-layer damping*) constituída por um *sandwich* de duas camadas elásticas sendo a camada superior com rigidez elevada e a intermediária o elemento dissipativo. Ela se mostra mais eficiente que a configuração FLD uma vez que mais energia é dissipada por ciclo de vibração. Por fim, a Figura 1.1c mostra a configuração chamada TVD (*tuned viscoelastic damper*), ou absorvedor dinâmico sintonizado. Ele destina-se a atenuar vibrações tonais (em uma frequência específica) ou em uma banda estreita de frequência;

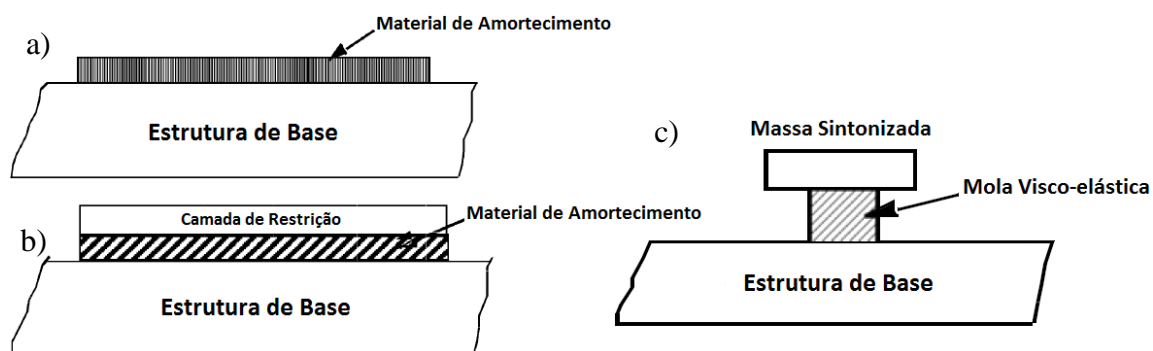


Figura 1.1 – Tipos de aplicação das mantas visco-elásticas. a) FLD. b) CLD. c) TVD (RAO, 2003).

- A alteração da rigidez da estrutura por meio da mudança do momento de inércia de área da seção transversal da estrutura que está sob flexão. Tal prática pode ser alcançada pela alteração da espessura ou pela adição de *nervuras* sobre a estrutura (Figura 1.2). Ming *et al.* (2000) propõem a alteração da rigidez da estrutura por meio da restrição de pontos sobre a estrutura por meio de parafusos presos a uma estrutura metálica (*frame*) externa;

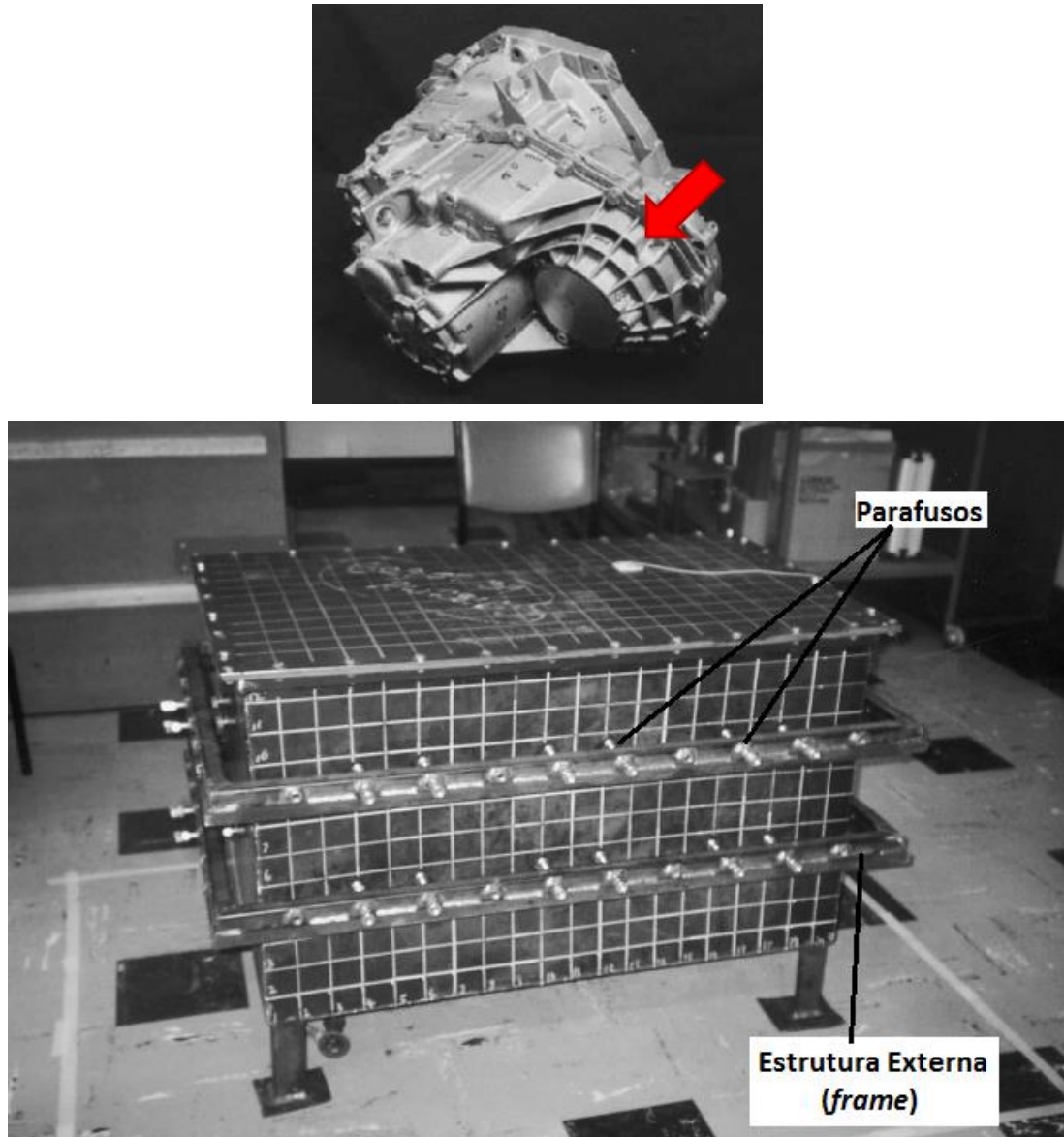


Figura 1.2 – a) Nervuras utilizadas em caixas de transmissão (Adaptado de Le MOYNE & TÉBEC, 2002). b) Restrição por meio de parafusos (MING *et al.*, 2000).

- É possível também fixar massas em pontos específicos da estrutura de modo a alterar suas frequências naturais e diminuir a amplitude de vibração. Segundo Berry & Nicolas, 1994, a adição de massas pontuais no ponto de excitação é uma solução prática para redução da Mobilidade (resposta em deslocamento) da estrutura. Quando colocadas fora do ponto de excitação, elas contribuem para a redução da amplitude de vibração. Apesar de interferir no requisito de peso, a adição de massa se mostra uma solução barata e prática de ser adotada.

Além desses métodos, citam-se, para o controle passivo, alguns outros métodos:

- O uso de circuitos elétricos RLC com elementos piezoelétricos – ressonador piezoelétrico – atuando como um absorvedor de vibração sintonizado. Este tema vem sendo estudado no Laboratório de Dinâmica de Estruturas e Máquinas – LDEM / UNICAMP pelo aluno de doutorado Téo Lenquist da Rocha, MSc. (ROCHA, 2013). Tal método tem se mostrado uma alternativa competitiva quando comparada às mantas visco-elásticas uma vez que o ressonador piezoelétrico é consideravelmente mais leve do que as mantas;
- A aplicação na estrutura de painéis *sandwich* constituídos por um painel perfurado e uma camada “colmeia-de-abelha” (*honeycomb*). Tal aplicação reduz a velocidade de volume – fluxo de ar bombeado pela estrutura vibrante. A Figura mostra 1.3 ilustra essa aplicação com um experimento realizado por Toyoda *et. al*, 2007.

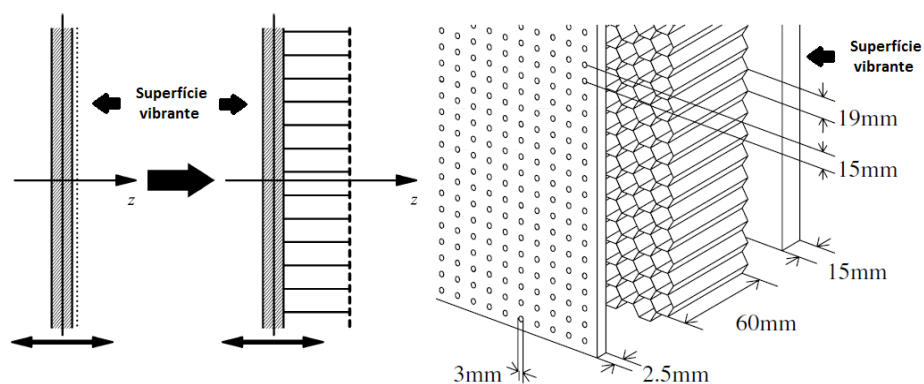


Figura 1.3 – Utilização de painéis perfurados com *honeycomb* (Adaptado de TOYODA *et. al*, 2007).

- A adoção de cortes na estrutura de modo que sua forma modal seja alterada drasticamente e possibilite a atenuação do ruído (WANG & LI, 2007);

- Uso de juntas parafusadas que dissipam a energia vibratória por meio do atrito entre as placas metálicas componentes da junta.

Para problemas puramente acústicos também existem métodos de controle passivo como o uso de absorvedores sonoros, barreiras, silenciadores, etc.

Além dos métodos de controle, existem também algumas estratégias que são implementadas na etapa de projeto de modo a predizer o comportamento dinâmico dos sistemas. São as chamadas ferramentas de projeto, as quais são largamente estudados pela comunidade científica e que visam compreender a influência da alteração dos parâmetros físicos de sistemas dinâmicos nos parâmetros modais e na sua resposta à excitação externa. Algumas das técnicas aplicadas são:

- Modificação da Dinâmica Estrutural (SDM, *Structural Dynamics Modification*) (AVITABILE, 2003), em que é analisada a influência da variação dos parâmetros físicos sobre os parâmetros modais (massa e rigidez);
- Técnicas de Otimização (DÜHRING, 2008), em que uma função objetivo de resposta é atribuída para a determinação dos parâmetros físicos ótimos;
- Análise de Sensibilidade para Vibrações e Acústica, na qual a variação dos parâmetros físicos é analisada sobre uma determinada variável de resposta.

Na Análise de Sensibilidade Acústica, a pressão sonora é a variável objetivo e os efeitos das variáveis de projeto sobre esta grandeza são estudados (XU & HUANG, 2009). No presente trabalho será realizada uma análise de sensibilidade variando-se a massa de uma estrutura do tipo caixa.

Dentre os produtos – equipamentos ou componentes – que potencialmente podem vir a sofrer de problemas de NVH, muitos podem ser simplificados, para fins de análise, por uma estrutura do tipo *caixa*. Transformadores, coberturas de motores, aparelhos de ar-condicionado, refrigeradores, compressores herméticos, torres de resfriamento e caixas de transmissão são alguns dos exemplos que se assemelham a essas estruturas.

Uma caixa é uma estrutura espacial constituída por três pares de painéis retangulares unidos por suas arestas, cada um dos quais considerados perfeitamente elástico, homogêneo, isotrópico e



com espessura constante. A compreensão do seu comportamento dinâmico pode levar a uma maior entendimento de estruturas mais complexas, como as citadas anteriormente (DICKINSON & WARBURTON, 1967). Deste modo, entende-se que o estudo de modificações estruturais em estruturas do tipo caixa pode trazer resultados importantes para a compreensão de seu comportamento acústico.

## **1.1. Objetivos**

Isto posto, este trabalho tem como objetivo avaliar os efeitos da adição de massa em uma estrutura do tipo caixa sobre suas frequências naturais, formas modais e, também, no seu comportamento acústico. Serão discutidas a distribuição de pressão sonora no campo distante (*far field*), ou seja, o seu padrão de diretividade e o parâmetro acústico conhecido como Deslocamento Volumétrico.

É importante ressaltar que, para o cumprimento dos objetivos citados, serão realizadas simulações utilizando o Método dos Elementos Finitos (FEM, *Finite Element Method*) no *software* comercial ANSYS® e seus dados de saída sendo pós-processados via Matlab® e Microsoft Excel®.

## **1.2. Estrutura da Dissertação**

Esta dissertação está dividida da seguinte maneira:

- Capítulo 2: Revisão da Literatura que dará suporte para esta Dissertação;
- Capítulo 3: Aspectos Teóricos relativos aos procedimentos de análise e discussão;
- Capítulo 4: Resultados e Discussões das simulações realizadas;
- Capítulo 5: Conclusões e sugestão para continuação deste trabalho;

As Referências utilizadas encontram-se após o Capítulo 5.

## 2 REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo será feita a revisão de alguns trabalhos consultados para a presente dissertação. Contudo, ela não tem como função reunir todo o conteúdo relativo ao tema abordado, mas sim, fazer um breve contextualização, destacando o histórico do assunto e os estudos mais relevantes.

### 2.1. Estruturas do Tipo Caixa

#### 2.1.1. Comportamento Vibratório

O comportamento vibratório e acústico de caixas não se mostra amplamente estudado pela comunidade científica quando comparado com os estudos realizados com placas e vigas, por exemplo. Usando-se a base de dados *ScienceDirect* observou-se que, usando as palavras-chave *vibration* e *plate*, encontravam-se mais de 109 mil artigos. Com as palavras-chave *vibration* e *beams*, mais de 118 mil artigos. Para as palavras-chave *vibration* e *box-type*, o número de publicações encontradas reduziu-se para pouco menos de 45,5 mil. Em termos absolutos, esta é uma quantidade relevante de trabalhos realizados, porém, estes correspondem a menos da metade dos trabalhos realizados nos demais temas.

Na Figura 2.1 estão mostrados alguns trabalhos realizados sobre o comportamento vibratório de caixas bem como sua cronologia e inter-relações.

O interesse pelo comportamento vibratório e acústico de estruturas do tipo caixa iniciou-se a partir do interesse em se estudar a dinâmica de transformadores elétricos. Inicialmente se desejava compreender como a excitação dinâmica do núcleo dos transformadores excitava a cobertura externa do transformador a qual contribuía, de fato, para o ruído radiado. Henshell *et al.* (1965) propuseram um estudo dos núcleos de transformadores elétricos. Segundo os autores, a vibração dos núcleos advém de forças magnéticas e são responsáveis pela excitação e consequente radiação do ruído pela carcaça. Se uma harmônica da excitação coincidir com alguma das frequências

naturais estruturais do núcleo, o ruído pode ser amplificado. Assim, neste trabalho foram propostos dois modelos analíticos do núcleo dos transformadores – ambos modelados como um quadro (*framework*) porém com vinculações diferentes – e uma bancada experimental para o núcleo de forma a determinar, teórica e experimentalmente, suas frequências naturais e as formas modais.

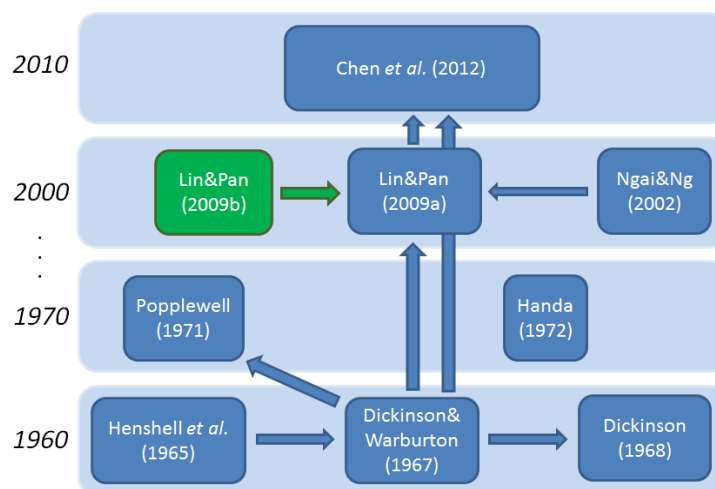


Figura 2.1 – Cronologia dos principais trabalhos desenvolvidos sobre vibração de estruturas do tipo caixa.

Apesar do estudo dinâmico do núcleo dos transformadores, era necessário também estudar a carcaça que cobre tais equipamentos uma vez que o ruído é, majoritariamente, radiado pela carcaça. Dickinson & Warburton (1967) propuseram a modelagem analítica das carcaças simplificando-as como caixas. As formas modais das estruturas chamadas *caixa aberta* – sem a tampa superior da caixa – e *caixa fechada* – totalmente lacrada – foram analisadas e validadas experimentalmente. Para efeito comparativo, a abordagem experimental foi realizada alterando-se o suporte da estrutura, os quais se encontram ilustrados na Figura 2.2. A Figura 2.2a mostra a caixa suspensa por pinos de suporte colocados nas quinas da base. Nas demais vinculações (Figuras 2.2b, 2.2c, 2.2d) a caixa foi apoiada sobre uma almofada de espuma plástica, sobre uma espuma de borracha e sobre tiras de borracha, respectivamente.

Apesar da limitação do modelo analítico – que não representou adequadamente as vinculações das arestas da base – houve uma boa concordância deste com o modelo real. Para a caixa aberta, valores equivalentes de frequência natural foram verificados para a configuração com

pinos de suporte. Para a caixa fechada, tanto a configuração com pinos nas arestas quanto com a almofada de espuma plástica demonstraram boa correlação com o modelo analítico.

Os autores mencionam que, apesar dos resultados coerentes, as equações obtidas deveriam ser utilizadas com cautela para estruturas de maior complexidade, mas poderiam servir para validação de outros métodos, como o Método dos Elementos Finitos (FEM).

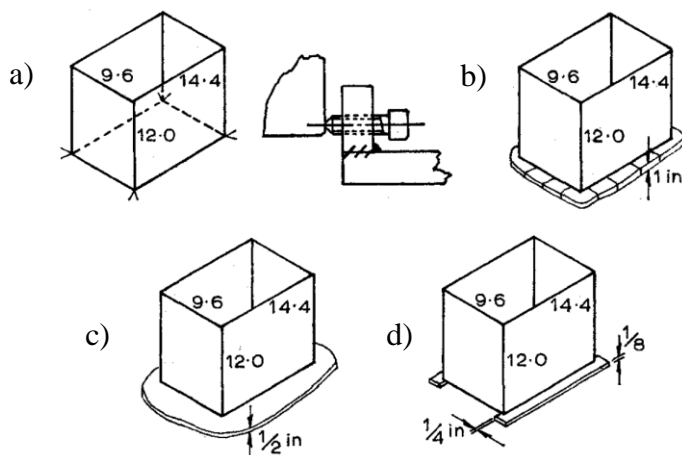


Figura 2.2 – Suportes utilizados no procedimento experimental de Dickinson & Warburton (1967). a) Pinos de suporte nas quinas da base. b) Almofadas de espuma plástica. c) Espuma de borracha. d) Tiras de borracha dura.

Dickinson (1968) deu prosseguimento ao seu trabalho mostrando como introduzir o efeito da flexibilidade na junção dos painéis constituintes da caixa e comparando a variação das frequências naturais obtidas por essa nova abordagem com aquelas encontradas por Dickinson & Warburton (1967). No modelo proposto por Dickinson & Warburton (1967) as arestas da caixa não apresentavam movimento rotacional. O modelo proposto por Dickinson (1968) contempla agora um parâmetro de flexibilidade rotacional dado pela variação do ângulo de rotação da aresta dividido pelo momento fletor atuante naquela aresta.

Observou-se que, conforme os valores de flexibilidade aumentavam a variação percentual entre as frequência naturais do modelo rígido e do modelo flexível também aumentava, alcançando reduções nos valores de até 25%. Segundo seus resultados, as frequências naturais obtidas tendem a alterar-se mais significativamente nos modos onde o momento fletor nas arestas é maior.

Recomendou-se, portanto, que se valores precisos de frequências naturais fossem requeridos, então o efeito da flexibilidade, caso exista, deveria ser inserido no modelo.

Cronologicamente, Popplewell (1971) analisou o comportamento vibratório de caixas por meio do FEM. Este estudo compara o FEM com o modelo analítico proposto por Dickinson & Warburton (1967). Através da modelagem de uma caixa aberta e uma fechada, o autor constatou que alterações expressivas nas frequências naturais ocorrem em modos cujas linhas nodais são menores do que a dimensão do elemento. Isto ocorre pois não existe resolução espacial suficiente para a detecção dos mesmos. De forma a contornar o problema propôs-se, simplesmente, diminuir o tamanho dos elementos. Além disso, a adição de descontinuidades – aberturas – em painéis da caixa fechada (Figura 2.3) não alteraram as frequências naturais dos modos de menor frequência, indicando que a redução da massa provocada pela abertura compensou a redução da rigidez do sistema.

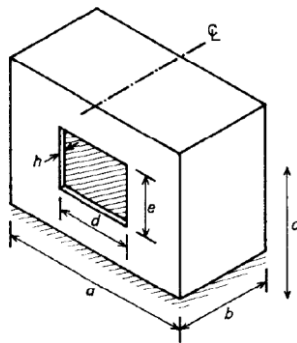


Figura 2.3 – Modelo de caixa com abertura utilizado por Popplewell (1971).

Ngai & Ng (2002) realizaram um estudo comparativo entre um modelo em Elementos Finitos e um procedimento experimental sobre o comportamento vibratório e acústico de caixas de concreto. Seu foco era entender o comportamento de viadutos de trens os quais são originalmente estruturas formadas pela junção de caixas de concreto. Por meio da comparação entre Funções de Resposta em Frequência (FRF, *Frequency Response Function*) e Funções de Coerência entre o sinal de um acelerômetro e de um microfone, os autores constataam que, para baixas frequências – em torno de 200Hz – o ruído radiado pela estrutura é majoritariamente influenciado pelos modos estruturais da caixa. Sua pesquisa bibliográfica é baseada em outros estudos voltados para o comportamento de construções de vias férreas.

Handa (1972) analisou, utilizando o FEM, as vibrações no plano dos painéis constituintes de caixas. As vibrações no plano são importantes uma vez que elas são responsáveis por transmitir a vibração de alta frequência em estruturas montadas por meio de outros componentes, como é o caso de caixas (montadas a partir de painéis) (BARDELL *et al.*, 1996). Utilizando um modelo de caixa com quatro painéis, cujas arestas da base estão fixas, Handa (1972) analisou uma caixa cúbica, uma retangular e uma com uma abertura lateral total em um dos painéis. Observou-se que esta última contém suas frequência naturais muito dissimilares das da caixa retangular sem abertura. Diferente do modelo utilizado por Popplewell (1971), a abertura total utilizada por Handa (1972) – ilustrada na Figura 2.4 – ocasiona uma diminuição considerável de rigidez da estrutura.

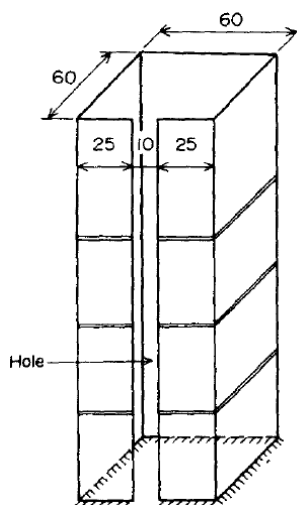


Figura 2.4 – Modelo de caixa com abertura utilizado por Handa (1972).

Lin & Pan (2009a, 2009b) publicaram dois trabalhos com foco na caracterização de estruturas do tipo caixa. Tais estudos servirão como base para esta dissertação.

Lin & Pan (2009a) apresentam as características vibratórias de uma caixa. Tendo por base um modelo uma caixa retangular feita de alumínio, representado na Figura 2.5, uma análise via FEM foi realizada de forma a obter suas frequências naturais e formas modais. Cabe ressaltar que a análise modal foi feita com a caixa livre de restrições – configuração *livre-livre* – e sem ar em seu interior ou exterior. A malha foi gerada com elementos do tipo casca e com espessura de 2,5mm. A opção por esses elementos se deve ao fato da espessura da parede ser muito pequena

quando comparada às dimensões da caixa. Neste caso pode se considerar que as tensões ao longo da espessura da parede são nulas e, portanto, utilizar elementos de casca (BATHE, 1996).

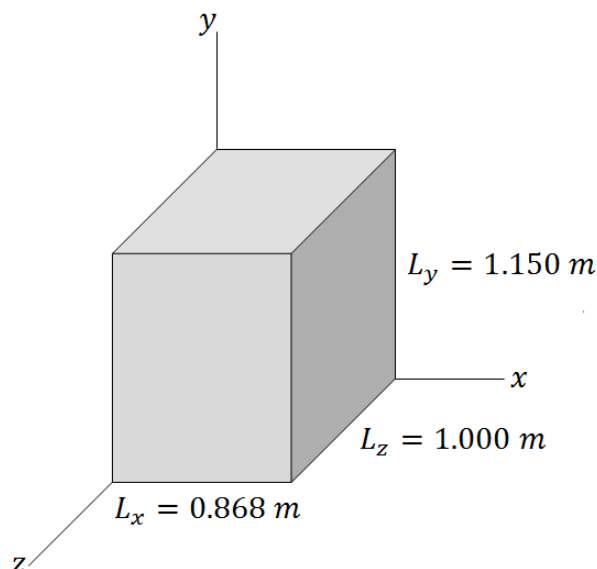


Figura 2.5 – Representação esquemática da caixa utilizada. (Adaptado de Lin & Pan, 2009).

A Tabela 2.1 contém as propriedades do material usadas por Lin & Pan (2009a, 2009b) em suas simulações. Essas mesmas propriedades serão usadas para as simulações deste trabalho.

Tabela 2.1 – Propriedades do Material.

<i>Alumínio</i>		
<i>Módulo de Elasticidade</i>	<i>Densidade</i>	<i>Módulo de Poisson</i>
$7,1 \cdot 10^{10} \text{ Pa}$	$2700 \text{ kg/m}^3$	0,3

Neste trabalho os autores classificaram os 33 primeiros modos não-rígidos (faixa de frequência de até 76,6 Hz), que se encontram listados na Tabela 2.2. A coluna *Grupo* diz respeito ao agrupamento de modos com características semelhantes. A coluna *Modos* explicita quais são os modos que constituem cada grupo. A coluna *Deslocamento Volumétrico Líquido* refere-se à grandeza de mesmo nome e representa o volume líquido de ar resultante da deformação provocada em cada modo de vibrar. Esta grandeza será explicada no Capítulo 3.

Tabela 2.2 – Classificação dos 33 primeiros modos não-rígidos e os Deslocamentos Volumétricos Líquidos associados a cada um (Adaptado de Lin & Pan (2009)).

<i>Grupo</i>	<i>Modos da Caixa</i>	<i>Deslocamento Volumétrico líquido</i>
<i>(D_S,S,S)</i>	$[D\_S(1,1),S(1,1)^*,S(1,1)]_{13,5 \text{ Hz}}$	0,1180
	$[S(1,1)^*,S(1,1),D\_S(1,1)]_{18,0 \text{ Hz}}$	0,1194
	$[S(1,1),D\_S(1,1),S(1,1)]_{23,0 \text{ Hz}}$	0,6355
	$[D\_S(3,1),S(1,3)^*,S(1,3)]_{54,1 \text{ Hz}}$	0,0633
	$[S(3,1),S(1,1)^*,D\_S(1,3)]_{57,3 \text{ Hz}}$	0,1839
	$[D\_S(1,3),S(1,3)^*,S(3,1)]_{66,6 \text{ Hz}}$	0,0975
<i>(D_S,S,AS)</i>	$[D\_S(2,1),AS(1,1)^*,S(1,2)]_{30,3 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[S(2,1),AS(1,1),D\_S(1,2)]_{35,8 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[D\_S(1,2),S(1,2),AS(1,1)^*]_{36,4 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[S(1,2),D\_S(1,2),AS(1,3)^*]_{40,5 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[AS(3,1)^*,D\_S(2,1)^*,S(2,1)]_{43,5 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[AS(1,1)^*,S(2,1),D\_S(2,1)]_{45,7 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[D\_S(3,2),S(3,2)^*,AS(1,3)]_{76,0 \text{ Hz}}$	0,0000
<i>(D_S,AS,AS)</i>	$[D\_S(2,2),AS(1,2),AS(1,2)]_{52,7 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[AS(2,3)^*,AS(2,1),D\_S(2,2)]_{60,3 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[AS(3,2),D\_S(2,2),AS(2,3)^*]_{65,6 \text{ Hz}}$	0,0000
<i>(D_AS,AS,AS)</i>	$[D\_AS(2,2),AS(2,2)^*,AS(2,2)]_{48,9 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[AS(2,2)^*,AS(2,2),D\_AS(2,2)]_{61,0 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[AS(2,2)^*,D\_AS(2,2),AS(2,2)]_{71,0 \text{ Hz}}$	0,0000
<i>(D_AS,AS,S)</i>	$[D\_AS(2,1),AS(2,1)^*,S(2,2)^*]_{30,8 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[S(2,2)^*,AS(1,2),D\_AS(1,2)]_{32,8 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[D\_AS(1,2),S(2,2)^*,AS(2,1)]_{34,7 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[S(2,2),D\_AS(1,2),AS(1,2)^*]_{42,0 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[AS(4,1)^*,D\_AS(2,1),S(2,2)]_{49,2 \text{ Hz}}$	0,0000
<i>(D_AS,S,S)</i>	$[AS(1,2)^*,S(2,2),D\_AS(2,1)]_{50,2 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[D\_AS(3,2),S(2,2),AS(2,3)]_{76,6 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[D\_AS(1,1),S(2,1),S(2,1)]_{17,2 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[S(1,2),S(1,2),D\_AS(1,1)]_{19,5 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[S(2,1),D\_AS(1,1),S(1,2)]_{20,9 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[S(3,2),S(1,2)^*,D\_AS(1,3)]_{60,7 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[D\_AS(3,1)^*,S(2,1),S(2,3)]_{61,7 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[S(2,3)^*,D\_AS(1,3),S(1,4)]_{72,3 \text{ Hz}}$	0,0000
	$[D\_AS(1,3),S(2,3)^*,S(2,1)]_{74,9 \text{ Hz}}$	0,0000



A classificação atribuída para cada modo segue os critérios a seguir:

- A caixa é descrita por três pares de painéis, sendo que cada par consiste de dois painéis paralelos e perpendiculares aos três eixos cartesianos;
- O modo é representado por três termos entre vírgulas e dentro de colchetes, representando cada par de painéis. A numeração entre parênteses representa a quantidade de anti-nós (cristas) nas direções das arestas do painel;
- O par é dito *dominante* (*D*) se sua amplitude de vibração for maior do que a dos demais pares;
- A forma modal dos painéis que compõem um par pode ser *simétrica* (*S*) ou *antissimétrica* (*AS*). Se o par é dito simétrico então os painéis que o compõem vibram com a mesma amplitude para dentro ou para fora da caixa simultaneamente. Por outro lado, se o par for antissimétrico seus painéis vibram com mesma amplitude, porém, enquanto um painel vibra para fora da caixa, seu correspondente vibra para dentro da mesma, e vice-versa. (Figura 2.6);

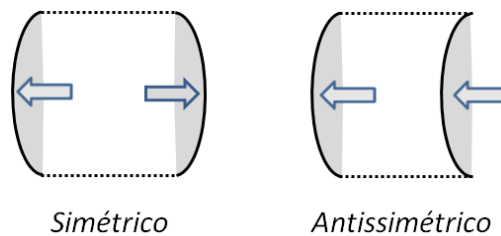


Figura 2.6 – Forma Modal Simétrica e Antissimétrica de acordo com Lin & Pan (2009a).

- O valor do sub-índice informa a frequência natural associada a determinado modo;
- O asterisco “\*” indica que a distribuição da amplitude de vibração é ligeiramente diferente daquela forma modal caso o painel estivesse simplesmente apoiado. Isto é, as condições de contorno do painel são semelhantes, mas não iguais, às condições de contorno de uma placa simplesmente apoiada.

O primeiro modo, ilustrado na Figura 2.7, por exemplo, é um modo classificado como  $[D\_S(1,1); S(1,1)^*; S(1,1)]_{13,5 \text{ Hz}}$ . A nomenclatura informa que sua frequência natural é igual a 13,5Hz e que sua forma modal é caracterizada por: um par dominante e simétrico perpendicular ao eixo  $x$  com 1 anti-nó na direção  $y$  e 1 anti-nó na direção  $z$ ; um par simétrico perpendicular ao eixo  $y$  com 1 anti-nó na direção  $x$  e 1 anti-nó em  $z$  e levemente deformado em relação ao modo (1,1)

de um painel simplesmente apoiado; finalmente, um par simétrico perpendicular ao eixo  $z$  com 1 anti-nó em  $x$  e outro em  $y$ .

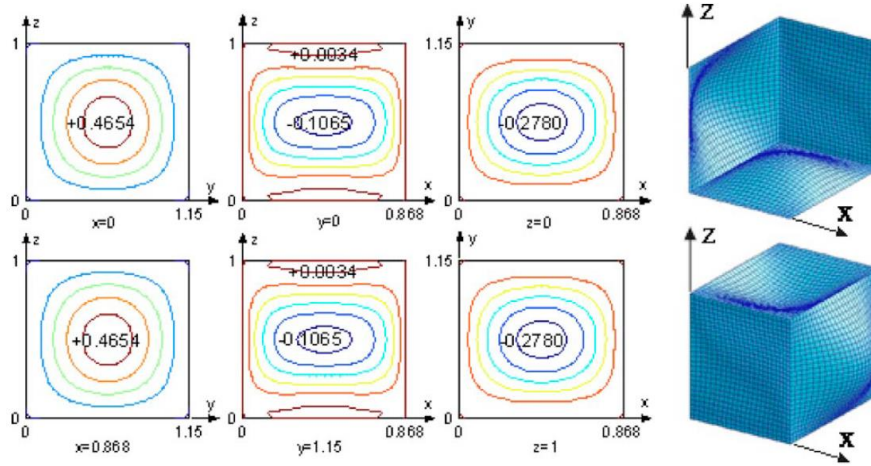


Figura 2.7 – Representação do modo de 13,5Hz (Lin & Pan, 2009a).

Outro exemplo é o modo com a nomenclatura  $[D_S(1,3); S(1,3)^*; S(1,3)]_{66,6 \text{ Hz}}$ , mostrado na Figura 2.8. A nomenclatura informa que sua frequência natural vale 66,6Hz e que sua forma modal é caracterizada por: um par dominante e simétrico perpendicular ao eixo  $x$  com 1 anti-nó na direção  $y$  e 3 anti-nós na direção  $z$ ; um par simétrico perpendicular ao eixo  $y$  com 1 anti-nó na direção  $x$  e 3 anti-nós em  $z$  e levemente deformado em relação ao modo (1,3) de um painel simplesmente apoiado; finalmente, um par simétrico perpendicular ao eixo  $z$  com 1 anti-nó em  $x$  e 3 anti-nós na direção  $y$ .

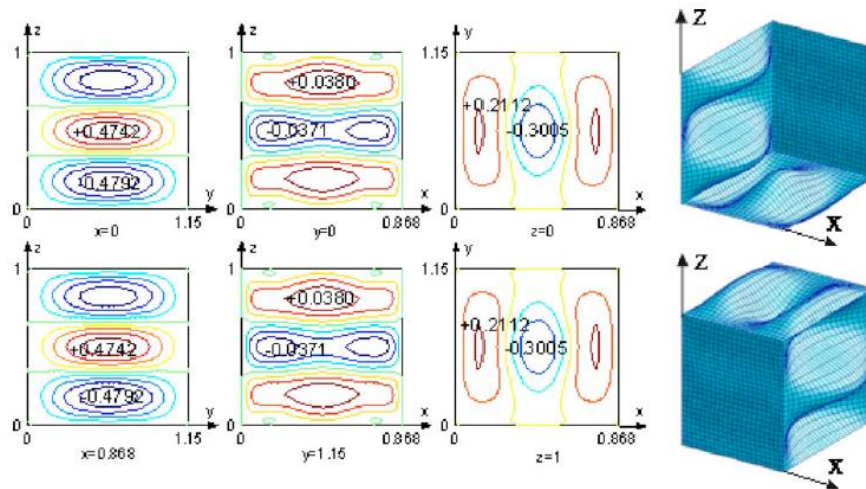


Figura 2.8 – Representação do modo de 66,6Hz (Lin & Pan, 2009a).

Por meio da classificação estabelecida por Lin & Pan (2009a), os modos foram separados em 6 grupos e analisados pelos autores de acordo com os seguintes critérios:

- Deslocamento Volumétrico Líquido e Local;
- Translações e rotações das arestas – comportamento translacional e rotacional dos nós de cada aresta;
- Fluxo de energia entre os painéis – interação de forças e momentos nas juntas dos painéis;
- O movimento oscilatório de corpo rígido – comportamento vibratório no plano de cada painel.

À exceção do deslocamento volumétrico líquido, todos os demais critérios não correspondem ao escopo deste trabalho, portanto não serão discutidos. Mais informações sobre a análise do fluxo de energia entre os painéis podem ser encontrados em Chen *et al.* (2012).

Das conclusões do trabalho cita-se que, apesar do padrão vibratório da caixa ser aproximado por formas modais de painéis simplesmente apoiados, nem sempre as condições de contorno de momento nulo e deslocamento nulo são obtidas. Em alguns modos o movimento das arestas é controlado pelo momento fletor e, em outros, controlado por ambos momento fletor e esforço cortante. Essa característica justifica o aparecimento de formas modais marcadas pelo asterisco.

Uma outra característica importante ressaltada por Lin & Pan (2009a) é que esse sistema de classificação pode se estender para todos os demais modos e também para caixas com dimensões diferentes, sendo portanto, uma classificação geral para essas estruturas. Será observado, contudo, que a adição de massa altera as formas modais originais da caixa impossibilitando as novas estruturas de serem classificadas da maneira descrita.

### **2.1.2. Comportamento Acústico**

Além dos trabalhos voltados para a análise vibratória das caixas existem também aqueles voltados para o seu comportamento acústico. A Figura 2.9 é semelhante à Figura 2.1 e mostra alguns trabalhos relacionados com esse tópico.

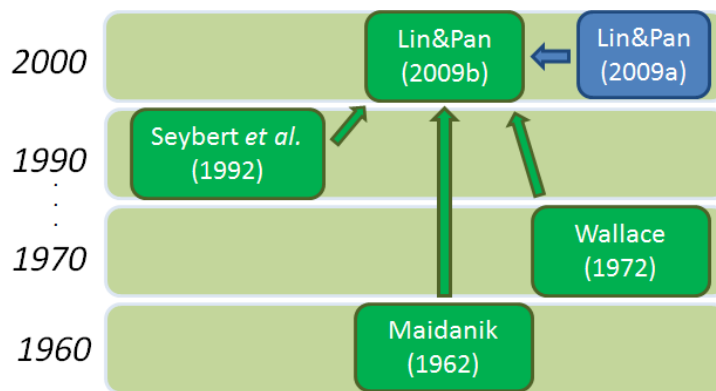


Figura 2.9 – Cronologia dos principais trabalhos desenvolvidos sobre acústica de estruturas do tipo caixa.

Lin & Pan (2009b) aparecem na pesquisa bibliográfica realizada como um dos poucos trabalhos a analisar o comportamento acústico de caixas. Suas citações remetem a trabalhos analíticos, numéricos e experimentais realizados, em sua grande maioria, com placas (também chamadas de painéis).

Dois trabalhos, realizados por Maidanik (1962) e Wallace (1972), são recorrentes nas citações de estudos na área de vibroacústica. Maidanik (1962) propõe um método estatístico para estimar a resposta de painéis reforçados com aletas quando excitados por um campo acústico. Em seu trabalho ele demonstra que a relação entre o espectro da aceleração da placa e o espectro sonoro se dá por meio de um fator dependente da resistência de radiação e mecânica do painel. Também conclui que a adição de aletas aumenta a resistência de radiação do painel e, portanto, seu acoplamento com o ar. Wallace (1972) desenvolveu expressões analíticas para determinar a resistência de radiação de placas finitas simplesmente apoiadas sobre um defletor infinito. Essas expressões são utilizadas por Lin & Pan (2009b).

Seybert *et. al* (1992) apresentam um trabalho – também constantemente referenciado em artigos científicos – em que são validados experimentalmente o Métodos dos Elementos Finitos e o Método dos Elementos de Contorno (BEM, *Boundary Element Method*) para predição de radiação acústica. Neste trabalho uma estrutura do tipo caixa é excitada com um *shaker* e o ruído medido por uma sonda de intensidade sonora, de modo a validar a resposta estrutural obtida pelo FEM e a resposta acústica obtida pelo BEM. Os autores constataam uma boa correlação entre os

valores medidos e previstos de vibração e ruído ressaltando o fato de a modelagem do amortecimento estrutural ser crucial na determinação do ruído quando analisado em uma faixa estreita de frequência.

Lin & Pan (2009b) continuam seu trabalho – Lin & Pan (2009a) – explorando aspectos acústicos da caixa. Por meio da comparação das curvas de eficiência de radiação de um painel simplesmente apoiado com as curvas de radiação de Wallace (1972) para cada modo, os autores reconhecem características semelhantes nos modos de mesmo grupo, constatando, para baixas frequências, a relação dos modos estruturais com as fontes acústicas elementares conhecidas – monopólos, dipólos, quadripólos e octopólos. Tais fontes serão discutidas no Capítulo 3.

Segundo Lin & Pan (2009b), os modos que pertencem ao *Grupo D<sub>S,S,S</sub>*, ou seja, os que apresentam deslocamento volumétrico líquido, se comportam como fontes acústicas do tipo monopólo. Aqueles modos pertencentes aos *Grupos D<sub>S,S,AS</sub>* e *D<sub>AS,S,S</sub>* são fontes do tipo dipolo. Os modos da caixa pertencentes aos *Grupos D<sub>S,AS,AS</sub>* e *D<sub>AS,AS,S</sub>* são classificados como quadripólos. Finalmente, os modos do *Grupo D<sub>AS,AS,AS</sub>* são os octopólos.

## **2.2. Adição de Massa e Seus Efeitos no Comportamento Vibratório e Acústico**

Como já foi dito, a literatura é rica em publicações relacionadas com os efeitos de alterações estruturais no comportamento vibratório e na resposta acústica de estruturas.

No que diz respeito à adição de massa, existem dois estudos característicos: aqueles em que as massas são consideradas concentradas e aqueles em que o efeito das massas distribuídas é estudado. É interessante ressaltar também que a maioria dos trabalhos encontrados focam sua análise para os modelos que descrevem o comportamento de placas com massas fixadas. Numa proporção bem menor foram encontrados trabalhos focados estritamente no efeito vibratório e acústico quando massas são fixadas sob uma estrutura. Aqui serão mencionados apenas os trabalhos relevantes para a execução desta dissertação.

Wong (2002) fez um estudo focado na utilização de massas distribuídas sobre uma placa e seus efeitos sobre as frequências naturais e formas modais. A Figura 2.10 mostra os três modelos utilizados para sua análise. Em todos eles a quantidade de massa adicionada foi de 10% da massa da placa original. Na Figura 2.10a a área ocupada pela massa adicionada corresponde a 25% da área total da placa. Nas Figuras 2.10b e 2.10c, a área ocupada é de 1%.

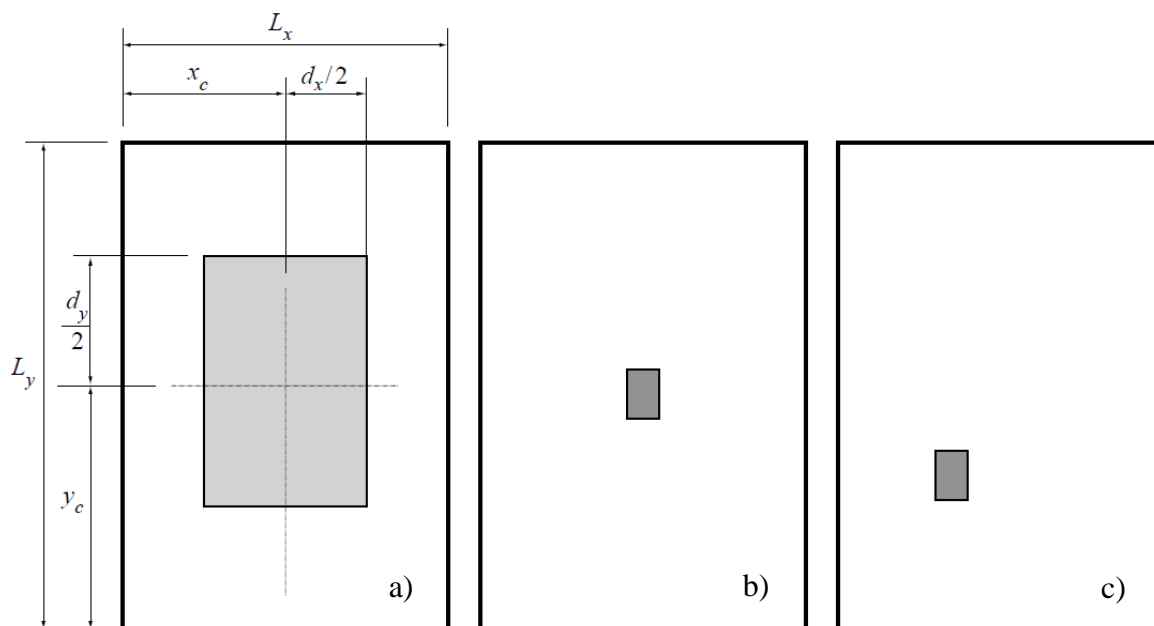


Figura 2.10 – Modelos de análise usados por Wong, 2002. a) Carregamento com 10% da massa da placa original e 25% da área recoberta. b) e c) Carregamento com 10% da massa da placa original e 1% da área recoberta.

O autor observa que tanto as frequências naturais quanto as formas modais são afetadas expressivamente quando se adiciona massa sobre a placa, especialmente quando colocadas sobre os anti-nós de um determinado modo. Além disso, a região com massa adicionada atenua os picos de amplitude dos anti-nós ao seu redor e faz com que esses anti-nós sejam deslocados em direção à região carregada. Tais características podem ser confirmadas pelas formas modais mostradas na Figura 2.11 com a placa carregada de acordo com a Figura 2.10b. As regiões em vermelho representam os anti-nós enquanto que as linhas traçadas em azul, as linhas nodais.

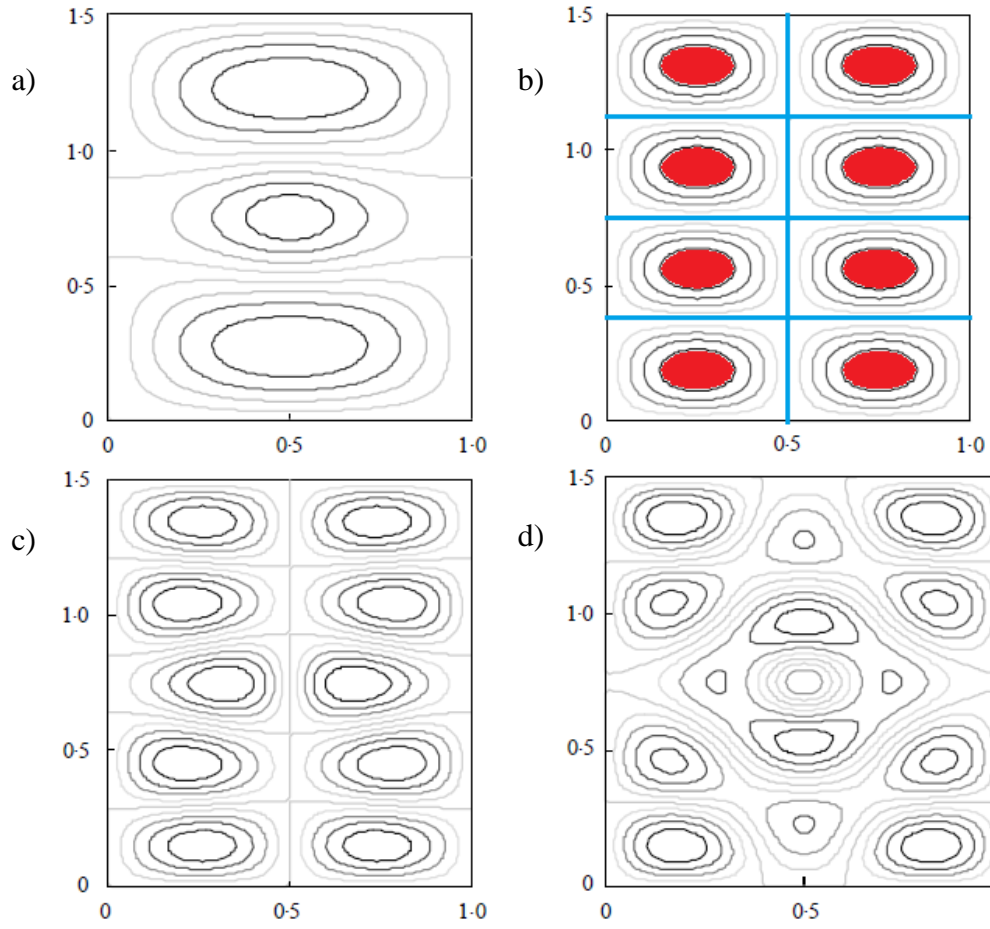


Figura 2.11 – Modos da placa sujeita ao Carregamento com 10% da massa original e 1% da área total (Figura 2.10b). a) Modo  $\varphi_{13}$ . b) Modo  $\varphi_{24}$ . c) Modo  $\varphi_{25}$ . d) Modo  $\varphi_{35}$  (Adaptado de Wong, 2002).

A Figura 2.11a mostra o modo da placa chamado pelo autor de modo  $\varphi_{13}$ , isto é, o modo com um anti-nó ao longo da aresta horizontal e três anti-nós ao longo da aresta vertical. Nesta imagem, uma atenuação do anti-nó central pela adição da massa nesta posição é verificada. Na Figura 2.11b, a adição de massa no meio do painel não altera o modo  $\varphi_{24}$  visto que a posição central é um ponto de intersecção entre duas linhas nodais do modo em questão. Para o modo  $\varphi_{25}$ , na Figura 2.11c, ocorre o fenômeno de deslocamento dos anti-nós adjacentes na direção do ponto de fixação da massa. Finalmente, para o modo  $\varphi_{35}$ , Figura 2.11d, ocorrem os dois fenômenos descritos – a atenuação do anti-nó que se encontra sobre a massa fixada e o deslocamento dos anti-nós ao redor em direção à massa adicionada.

Li & Li (2008) realizaram um estudo numérico sobre os efeitos da adição de massas distribuídas no comportamento acústico de placas. Através da análise da placa, imersa no ar e na água, concluiu-se que, em ambos os meios, as maiores mudanças no comportamento acústico acontecem quando as massas são fixadas nos anti-nós de uma determinada forma modal. Mudanças significativas são verificadas também quando as massas são concentradas (massas pontuais fixadas). A resposta acústica será dependente tanto da eficiência de radiação da placa quanto da energia modal injetada e a potência sonora radiada pela placa será menos sensível aos carregamentos de massa do que a placa no ar, especialmente para os modos de mais baixa frequência onde o efeito da massa do fluido é significativo.

Para o presente trabalho optou-se por usar massas concentradas fixadas sobre a estrutura do tipo caixa de modo a avaliar seu comportamento acústico. A discussão sobre o procedimento de análise se encontra no Capítulo 4.



### 3 ASPECTOS TEÓRICOS

Neste capítulo são apresentadas a equação da onda bem como os conceitos importantes para o entendimento deste trabalho, como o conceito de fontes acústicas fundamentais e o critério de comparação modal conhecido como MAC. O desenvolvimento da Equação da Onda aqui descrito pode ser encontrado também em Beranek (1986) e nos demais livros citados ao longo deste capítulo.

#### 3.1. Equação da Onda

O som é uma perturbação causada por uma flutuação de pressão em um meio compressível (KINSLER *et al.*, 2000). Tal flutuação é caracterizada por ser uma onda que se propaga longitudinalmente pelo meio de modo que o fluido é comprimido e relaxado quando sujeito a um campo acústico. A vibração na direção normal da superfície de uma estrutura, seja ela rígida ou flexível, força o ar do meio fluido nas imediações da interface a oscilar com a mesma velocidade com a qual a estrutura está se movimentando, causando sucessivas compressões que, consequentemente, geram ruído (VÉR, 1992).

Em termos práticos, a flutuação de pressão, ou pressão sonora, é medida por uma grandeza logarítmica conhecida como Nível de Pressão Sonora (NPS) a qual é dada por:

$$NPS = 20 \log \left( \frac{p_{RMS}}{p_{ref}} \right) \quad (3.1)$$

Na Equação 3.1 a grandeza  $p_{RMS}$  é o valor RMS da pressão sonora e  $p_{ref}$  é um valor de referência o qual convencionou-se valendo  $p_{ref} = 2 \cdot 10^{-5} N/m^2$ .

É possível descrever a propagação de uma onda sonora através de três variáveis – pressão sonora  $p$ , velocidade de partícula  $q$  e pela densidade do fluido  $\rho$  –, sendo necessárias três equações

básicas para sua composição: a Equação de Movimento, ou 2ª Lei de Newton, a Equação de Estado, ou Lei Geral dos Gases, e a Equação da Continuidade, ou Conservação da Massa.

Seja um elemento de ar cujas dimensões são dadas pela Figura 3.1. O elemento, ou partícula de ar, é caracterizado por ser um pequeno volume de ar no qual suas propriedades podem ser consideradas constantes. Ele deve, no entanto, ser grande o suficiente para incluir um número considerável de moléculas de modo a ser considerado como contínuo (RASMUSSEN, 1999).

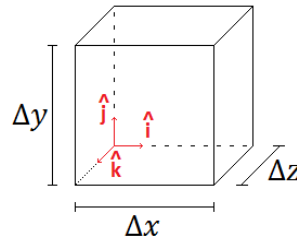


Figura 3.1 – Elemento contínuo de ar.

### 3.1.1. Equação de Movimento (2ª Lei de Newton)

Se os lados do elemento não possuem atrito e qualquer arrasto viscoso entre as partículas dentro e fora do elemento é desprezível então, as únicas forças agindo são devido às tensões de compressão (pressões) nas suas faces, de modo que:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_x = p(x) \cdot A_x - p(x + \Delta x) \cdot A_x = [p(x) - p(x + \Delta x)] \cdot \Delta y \Delta z = - \left( \frac{\partial p}{\partial x} \Delta x \right) \cdot \Delta y \Delta z \\ F_y = - \left( \frac{\partial p}{\partial y} \Delta y \right) \cdot \Delta x \Delta z \\ F_z = - \left( \frac{\partial p}{\partial z} \Delta z \right) \cdot \Delta x \Delta y \end{array} \right. \quad (3.2)$$

Se uma variação positiva da pressão causa uma aceleração negativa do elemento então o vetor de força aparece com sinal negativo. Assim:

$$F = - \left[ \hat{i} \left( \frac{\partial p}{\partial x} \Delta x \right) \Delta y \Delta z + \hat{j} \left( \frac{\partial p}{\partial y} \Delta y \right) \Delta x \Delta z + \hat{k} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \Delta z \right) \Delta x \Delta y \right] \quad (3.3)$$

A força resultante deve ser igual à inércia do elemento multiplicada pela sua aceleração. Do mesmo modo, é possível dizer que a força por unidade de volume deve ser igual à taxa de variação do momento por unidade de volume. Então, se  $V_e = \Delta x \Delta y \Delta z$ , então:

$$\frac{F}{V_e} = - \left[ \hat{i} \left( \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \hat{j} \left( \frac{\partial p}{\partial y} \right) + \hat{k} \left( \frac{\partial p}{\partial z} \right) \right] = -\nabla p \quad (3.4)$$

O gradiente de pressão,  $\nabla p$ , pode ser escrito da seguinte maneira:

$$-\nabla p = \frac{m_e}{V_e} \cdot \frac{D\vec{q}}{Dt} = \rho_e \frac{D\vec{q}}{Dt} \quad (3.5)$$

O termo  $\rho_e$  é a densidade média do fluido dentro do elemento. O termo  $\frac{D}{Dt}$  é a chamada Derivada Substancial ou Material (FOX et al., 2006) e representa a taxa de variação total (temporal e espacial) da velocidade do elemento de fluido. Como o vetor velocidade de partícula é muito pequeno, ele pode ser aproximado pela taxa de variação de velocidade em um ponto, ou seja,  $\frac{Dq}{Dt} \equiv \frac{\partial q}{\partial t}$  e a densidade média pode ser aproximada pela densidade do próprio fluido  $\rho$  de modo que:

$$-\nabla p = \rho \frac{\partial \vec{q}}{\partial t} \quad (3.6)$$

### 3.1.2. Equação de Estado (Lei dos Gases)

Assumindo que o ar se comporte tal qual um gás ideal então é válida a equação:

$$PV = \mathbb{R}T \quad (3.7)$$

Quando uma onda sonora percorre o espaço, o elemento de ar é comprimido rapidamente proporcionando um aumento brusco de temperatura. Do mesmo modo, quando o ar se expande novamente, a temperatura volta ao seu valor inicial. De acordo com Beranek (1986), a troca de calor durante o processo de compressão e expansão do ar é desprezível. Portanto, a passagem da

onda sonora pelo elemento de ar pode ser considerada como adiabática. Para processos adiabáticos a relação entre pressão e volume é dada por:

$$PV^\gamma = \text{constante}, \quad (3.8)$$

em que  $\gamma$  é a razão entre o calor específico do gás à pressão constante e o calor específico do gás a volume constante. Diferenciando a Equação 3.8, obtém-se:

$$\begin{aligned} d(PV^\gamma) &= 0 \Rightarrow \\ \Rightarrow dP \cdot V^\gamma + P \cdot dV^\gamma &= 0 \Rightarrow \\ \Rightarrow dP \cdot V^\gamma + P \cdot \gamma \cdot dV \cdot V^{\gamma-1} &= 0 \Rightarrow \\ \Rightarrow \frac{dP}{P} &= -\frac{\gamma dV \cdot V^{\gamma-1}}{V^\gamma} \Rightarrow \\ \Rightarrow \frac{dP}{P} &= -\frac{\gamma dV}{V} \end{aligned} \quad (3.9)$$

Seja  $P = \mathcal{P} + p$  e  $V = \mathcal{V} + \tau$  em que  $\mathcal{P}$  e  $\mathcal{V}$  são, respectivamente, a pressão e o volume do fluido sem sofrer a ação da onda sonora e  $p$  e  $\tau$  são o incremento de pressão (pressão sonora) e volume causados pela passagem da onda sonora. A relação 3.9 pode ser escrita da seguinte forma:

$$\frac{p}{\mathcal{P}} = -\frac{\gamma \tau}{\mathcal{V}} \quad (3.10)$$

Se  $\mathcal{P}$  e  $\mathcal{V}$  variam de um ponto para outro dentro do fluído então este é dito não-homogêneo; se estas grandezas forem independentes da posição, o fluído é chamado homogêneo (SEYBERT, 2000). Neste trabalho a última hipótese será considerada.

A derivada temporal da Equação 3.10 é dada por:

$$\frac{1}{\mathcal{P}} \frac{\partial p}{\partial t} = -\frac{\gamma}{\mathcal{V}} \frac{\partial \tau}{\partial t} \quad (3.11)$$

### 3.1.3. Equação da Continuidade (Conservação da Massa)

Conforme dito anteriormente, a passagem da onda sonora pelo elemento de fluido gera um incremento  $\tau$  no seu volume. Pela Lei da Conservação da Massa, ou Lei da Continuidade, a massa contida neste elemento deformado deve permanecer constante. Essa mudança volumétrica depende apenas do deslocamento das partículas de ar nos lados opostos do elemento (Figura 3.2).

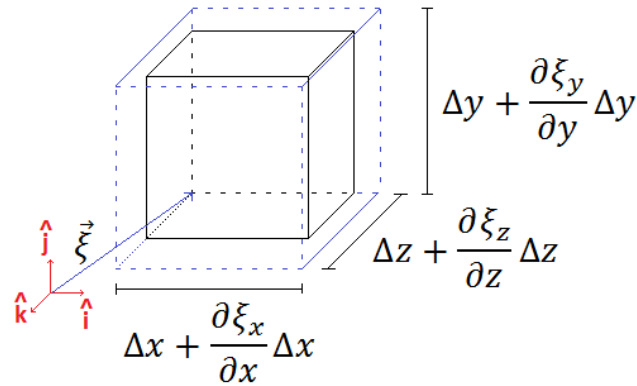


Figura 3.2 – Variação volumétrica do elemento de fluido ocasionada pela passagem da onda acústica.

Então, para o caso unidimensional (paralelo ao eixo  $x$ ):

$$\tau = \frac{\partial \xi_x}{\partial x} \Delta x \Delta y \Delta z = V_e \frac{\partial \xi_x}{\partial x} \quad (3.12)$$

Para o caso geral, tridimensional:

$$\tau = V_e \text{div} \vec{\xi} \Rightarrow \quad (3.13)$$

$$\Rightarrow \frac{\partial \tau}{\partial t} = V_e \text{div} \vec{q} \quad (3.14)$$

Uma vez que as três equações, Equações. 3.6, 3.11 e 3.14, foram determinadas é possível obter a equação da onda a partir delas. Combinando as Equações 3.11 e 3.14, obtém-se:

$$\frac{\partial p}{\partial t} = -\gamma \mathcal{P} \operatorname{div} \vec{q} \Rightarrow \quad (3.15)$$

$$\Rightarrow \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = -\gamma \mathcal{P} \operatorname{div} \frac{\partial \vec{q}}{\partial t} \quad (3.16)$$

Aplicando o operador divergente na Equação 3.6 tem-se que:

$$-\operatorname{div}(\nabla p) = \rho \operatorname{div} \frac{\partial \vec{q}}{\partial t} \Rightarrow \quad (3.17)$$

$$\Rightarrow -\nabla^2 p = \rho \operatorname{div} \frac{\partial \vec{q}}{\partial t} \quad (3.18)$$

Combinando as Equações 3.16 e 3.18, obtém-se:

$$\operatorname{div} \frac{\partial \vec{q}}{\partial t} = -\frac{1}{\gamma \mathcal{P}} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \Rightarrow \quad (3.19)$$

$$\Rightarrow \nabla^2 p = \frac{\rho}{\gamma \mathcal{P}} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.20)$$

Por definição, a velocidade do som,  $c$ , que é a velocidade com a qual a frente de onda se propaga no meio, é dada por:

$$c^2 \equiv \frac{\gamma \mathcal{P}}{\rho} \quad (3.21)$$

Então, rescrevendo a Equação 3.20, obtém-se a Equação da Onda Tridimensional:

$$\nabla^2 p = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.22)$$

Para o caso unidimensional,

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (3.23)$$

E, em coordenadas esféricas,

$$\frac{\partial^2(pr)}{\partial r^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2(pr)}{\partial t^2} \quad (3.24)$$

A representação cartesiana é utilizada especialmente para a propagação de ondas planas, por exemplo, ondas sonoras em tubos. Já a representação esférica é mais adequada quando problemas de radiação sonora estão sendo analisados. Na Equação 3.24 a variável  $r$  representa a distância de um determinado ponto no espaço em relação ao centro da fonte.

Uma solução para a Equação 3.24 é:

$$p(r, t) = \sqrt{2} \left( \frac{A^+ e^{-jkr}}{r} + \frac{A^- e^{jkr}}{r} \right) e^{j\omega t} \quad (3.25)$$

O termo  $A^+$  representa a magnitude RMS de uma onda sonora esférica que se distancia do centro da fonte sonora, enquanto o termo  $A^-$  representa a magnitude RMS de uma onda que tende para o centro da fonte. O parâmetro  $k$  é chamado *número de onda* e é definido como:

$$k \equiv \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi f}{c} = \frac{2\pi}{\lambda} \quad (3.26)$$

O parâmetro  $\omega$  é a frequência angular medida em *rad/s*;  $f$  a frequência medida em *Hz* e  $\lambda$  o comprimento de onda medido em *metros*.

Se não existem superfícies reflexivas no ambiente onde se encontra a fonte sonora, isto é, se a fonte sonora gera uma onda que se distancia da fonte, então a Equação 3.24 pode ser rescrita da seguinte maneira:

$$p(r, t) = \sqrt{2} \frac{A^+ e^{-jkr}}{r} e^{j\omega t} = \frac{A^+ \sqrt{2}}{r} e^{j(\omega t - kr)} \quad (3.27)$$

Em problemas de Valor de Contorno, para que a onda se propague somente para fora da fonte, como proposto pela equação 3.27, e para que a energia sonora dentro do domínio analisado seja finita existe uma condição de contorno para a equação da onda chamada *Condição de Radiação*

de Sommerfeld. Ela estabelece um comportamento assintótico da pressão sonora quando analisada numa posição muito distante do centro da fonte (SCHOT, 1992), de modo que o problema vibroacústico seja amortecido e não existam ondas refletidas pela fronteira do domínio.

### 3.2. Padrão de Diretividade

A solução da equação da onda em coordenadas esféricas (Equação 3.27) representa o tipo mais elementar de uma fonte acústica: a chamada *fonte pontual*.

Uma fonte pontual é aquela que emite um ruído de maneira uniforme, ou seja, independentemente da posição angular no espaço. Diz-se, então, que esta é uma fonte não-direcional, também conhecida por *Monopólo* (Figura 3.4a). A condição de monopólo ocorre, em geral, quando o produto entre a dimensão característica da fonte, aqui chamada de  $a$ , e o número de onda é muito menor do que a unidade. Em outras palavras, para que a fonte sonora emita um ruído espacialmente uniforme a dimensão característica da fonte deve ser menor que aproximadamente 1/6 do comprimento de onda de interesse (Equação 3.28).

$$ka \ll 1 \Leftrightarrow \lambda \gg 2\pi a \Leftrightarrow a \ll \frac{\lambda}{6} \quad (3.28)$$

Entretanto, para estruturas complexas a radiação acústica apresenta um caráter direcional. Então, se forem realizadas medições da pressão sonora em pontos equidistantes do centro da fonte será notado que, para uma frequência específica, diferentes níveis de pressão sonora serão encontrados para diferentes posições angulares no espaço (MALING *et. al*, 1992).

À maneira como a pressão sonora numa determinada posição espacial distante  $r$  da fonte sonora varia com o ângulo é dado o nome de Diretividade, ou Padrão de Diretividade (RUSSELL *et al.*, 1998). A Figura 3.3 ilustra esse conceito mostrando uma fonte sonora radiando um ruído com potência  $W$ . Para cada posição definida por  $\theta$  existe um vetor cujo módulo é representado pelo nível de pressão sonora (aqui representado pelo parâmetro  $L_{p\theta}$ ) (Figure 3.3).



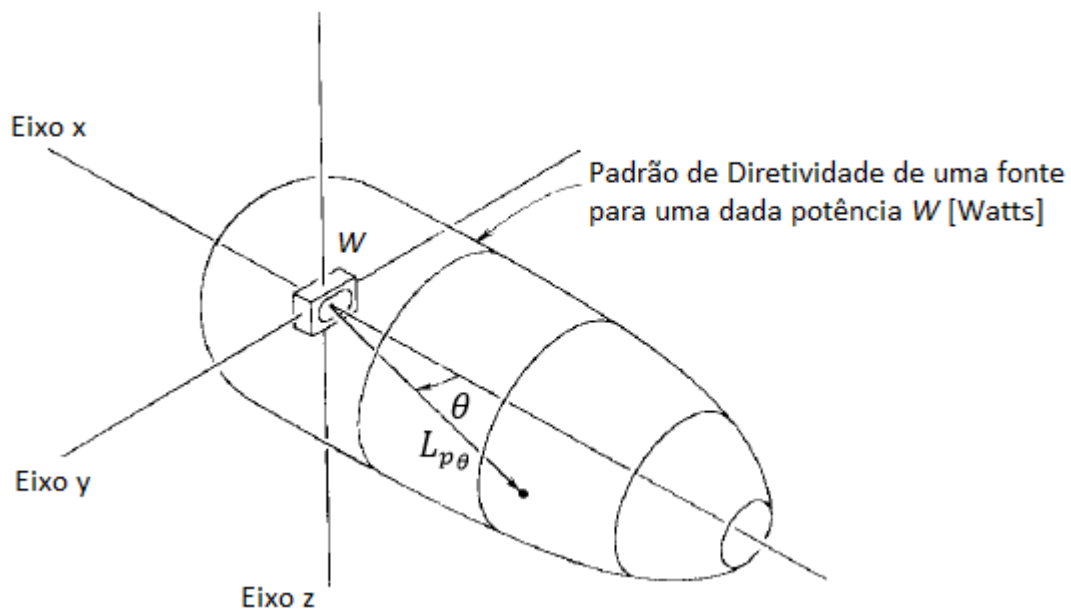


Figura 3.3 – Padrão de Diretividade de uma fonte sonora no espaço. (Extraído de Maling *et. al*, 1992).

As estruturas mais complexas que se comportam acusticamente como fontes direcionais podem ser tratadas analiticamente como uma combinação de fontes pontuais. Assim, dois monopólos alinhados, separados por uma distância fixa e em oposição de fase geram o chamado dipólo (Figura 3.4b). Do mesmo modo, dois dipólos dispostos de maneira que cada pólo esteja nos vértices de um quadrado imaginário e em oposição de fase dão origem ao quadripólo (Figura 3.4c). Um quadripólo também pode ser formado colocando-se os quatro pólos alinhados (Figura 3.4d). Além desses, existe também o octopólo. Esta fonte é uma fonte primária formada por dois quadripólos paralelos e em oposição de fase (Lin & Pan, 2009b).

Os monopólos tendem a ser mais eficientes que os dipólos e quadripólos no que diz respeito à radiação sonora, pois seu mecanismo de transmissão sonora está relacionado com a quantidade de ar que é bombeada para além da fonte. Ou seja, seu comportamento é dependente do Deslocamento Volumétrico Líquido (RUSSELL *et al.*, 1998).

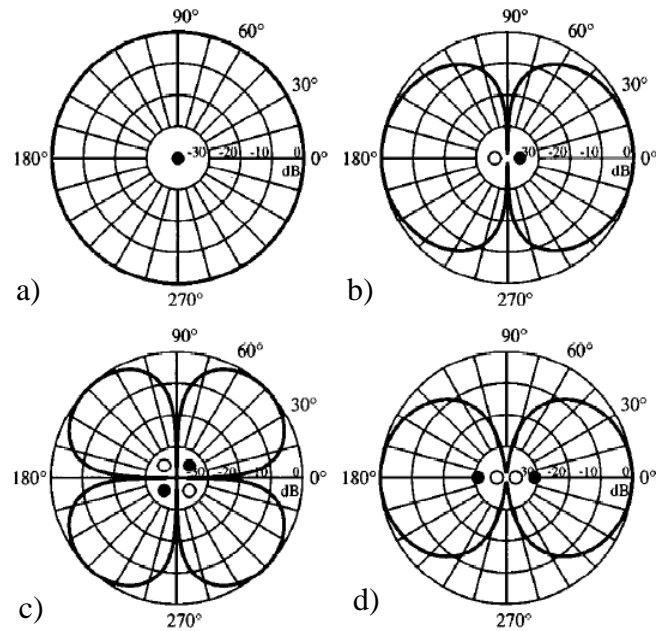


Figura 3.4 – Ilustração das fontes primárias de radiação acústica. a) monopólo. b) dipólo. c) quadripólo como os pólos alocados nos vértices de um quadrado virtual. d) quadripólo com os pólos alinhados. (Extraído de Russell *et. al*, 1998).

### 3.3. Deslocamento Volumétrico

O Deslocamento Volumétrico é um parâmetro que indica a capacidade do ruído ser radiado por uma estrutura (LI & LI, 2008). Seu valor numérico corresponde à quantidade de ar bombeada pela estrutura para o ambiente, sendo determinado pelo produto entre o deslocamento normal à superfície e a área da superfície vibrante. Essa grandeza está diretamente relacionada com a Velocidade Volumétrica, a qual representa o fluxo de ar bombeado pela superfície vibrante. A Velocidade Volumétrica também é chamada de *Source Strenght*.

### 3.4. Modal Assurance Criteria (MAC)

Pelo fato de o deslocamento volumétrico ser um parâmetro totalmente relacionado à forma modal da estrutura é necessário saber como cada modo evolui conforme as massas são adicionadas

sobre a caixa. Isso se faz necessário para garantir que modos equivalentes estejam sendo comparados. Para tanto se fez o uso do MAC (*Modal Assurance Criteria*).

O MAC é um indicador estatístico de correlação utilizado para comparação entre autovetores de modelos diferentes, originalmente desenvolvido para procedimentos experimentais (ALLEMANG, 2002). Seu cálculo se dá pela seguinte fórmula:

$$MAC_{EX\alpha} = \frac{|\{\psi_{E\alpha}\}^H \{\psi_{X\alpha}\}|^2}{\{\psi_{E\alpha}\}^H \{\psi_{E\alpha}\} \{\psi_{X\alpha}\}^H \{\psi_{X\alpha}\}} \quad (3.29)$$

Na Equação 3.29  $\{\psi\}$  são os autovetores a serem comparados. O índice  $E$  representa o autovetor de referência; o índice  $X$  representa o autovetor a ser comparado e  $\alpha$  representa o modo o qual se está comparando. Por meio deste parâmetro é possível reordenar os modos conforme a estrutura é modificada pela adição de massa.

A representação do MAC usada neste trabalho será na forma gráfica bidimensional, conforme ilustrado na Figura 3.5. Apenas valores de MAC maiores que 0,8 serão representados. A representação bidimensional mostra, por meio de uma escala de cores, a correlação entre os modos de dois modelos diferentes.

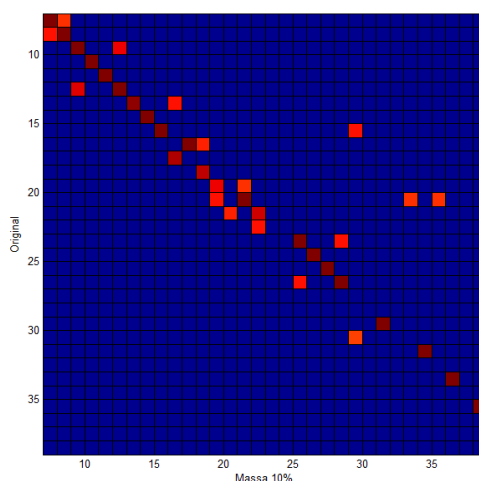


Figura 3.5 – Representação bidimensional do MAC.

Uma vez conhecidos os aspectos teóricos usados nesta dissertação é possível compreender o procedimento de análise encontrado no Capítulo 4.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão expostos os procedimentos de análise e os resultados obtidos a partir das simulações estrutural e vibroacústica da estrutura do tipo caixa descrita anteriormente. As simulações foram realizadas usando-se o *software* comercial ANSYS®.

Todas as análises são feitas sobre os modos com deslocamento volumétrico líquido, isto é, os modos que pertencem ao *Grupo* ( $D\_S,S,S$ ) da Tabela 2.2, a qual se encontra parcialmente replicada na Tabela 4.1. A coluna *Nº do Modo* foi adicionada para facilitar a identificação dos modos e auxiliar em todo o procedimento de análise.

Tabela 4.1 – Modos da estrutura que apresentam deslocamento volumétrico líquido (Adaptado de Lin & Pan (2009a, 2009b)).

<i>Grupo</i>	<i>Modos da Caixa</i>	<i>Nº do Modo</i>	<i>Deslocamento Volumétrico líquido</i>
$(D\_S,S,S)$	$[D\_S(1,1),S(1,1)^*,S(1,1)]_{13,5\text{ Hz}}$	7	0,1180
	$[S(1,1)^*,S(1,1),D\_S(1,1)]_{18,0\text{ Hz}}$	9	0,1194
	$[S(1,1),D\_S(1,1),S(1,1)]_{23,0\text{ Hz}}$	12	0,6355
	$[D\_S(3,1),S(1,3)^*,S(1,3)]_{54,1\text{ Hz}}$	27	0,0633
	$[S(3,1),S(1,1)^*,D\_S(1,3)]_{57,3\text{ Hz}}$	28	0,1839
	$[D\_S(1,3),S(1,3)^*,S(3,1)]_{66,6\text{ Hz}}$	34	0,0975

### 4.1 Procedimento de Análise

A análise do comportamento acústico de uma estrutura do tipo caixa está dividida em duas partes: a primeira diz respeito à simulação estrutural da caixa e, a segunda, diz respeito ao seu comportamento vibroacústico.

Entende-se como simulação estrutural as simulações realizadas sem o efeito do meio fluido (ar) ao redor da estrutura. Assim sendo, o modelo estrutural se comporta como se estivesse imerso no vazio (vácuo). Por outro lado, na simulação vibroacústica o ar é levado em consideração, sendo

modelado como uma esfera sólida ao redor do modelo da caixa. Na modelagem vibroacústica a interação fluido-estrutura é levada em consideração, isto é, na interface entre a estrutura e o meio fluido o movimento vibratório da estrutura é acoplado ao sistema acústico.

O elemento estrutural utilizado para a modelagem da caixa é o elemento do tipo casca SHELL63. Este é um elemento que combina comportamentos de membrana e flexão, isto é, é um elemento que permite a análise de vibrações no plano e fora do plano a qual está contido. A malha do fluido é constituída por elementos sólidos do tipo FLUID30 os quais são recomendados para simulações com interação fluido-estrutura (ANSYS, 2009b). Além disso, para a simulação vibroacústica são usados elementos infinitos FLUID130 na fronteira da esfera de modo que a energia acústica seja absorvida e as reflexões sejam minimizadas.

Na simulação estrutural, as frequências naturais, as formas modais e o deslocamento volumétrico são avaliados conforme as massas pontuais são adicionadas. A avaliação do deslocamento volumétrico é realizada por meio de uma rotina em MATLAB® que utiliza, como dados de entrada, os valores de deslocamento nodal obtidos via ANSYS®. São avaliados os deslocamentos volumétricos calculados a partir das coordenadas de translação dos autovetores e, também, a partir do deslocamento nodal da resposta forçada. Na simulação vibroacústica, as frequências naturais também são avaliadas e a distribuição de pressão é comparada para os diferentes carregamentos de massa. A distribuição de pressão, ou padrão de diretividade, é avaliada na resposta forçada do sistema.

Na sequência a rotina para determinação do deslocamento volumétrico se encontra descrita e ilustrada na Figura 4.1.

Uma vez que o deslocamento volumétrico é obtido através do deslocamento normal à superfície, a rotina calcula, para cada elemento da malha de Elementos Finitos, um deslocamento normal médio, chamado  $\overrightarrow{USUM}$ , paralelo a um eixo normal  $z'$  criado a partir das coordenadas dos nós  $I, J, K, L$  do elemento. Este vetor é a média das projeções de cada vetor  $\overrightarrow{USUM}_i$  sobre o eixo  $z'$ . Posteriormente, obtém-se o deslocamento médio total a partir dos deslocamentos médios  $\overrightarrow{USUM}$

de cada elemento e o multiplica pela área total do modelo não-deformado. O deslocamento médio total, multiplicado pela área total, determina o Deslocamento Volumétrico da estrutura.

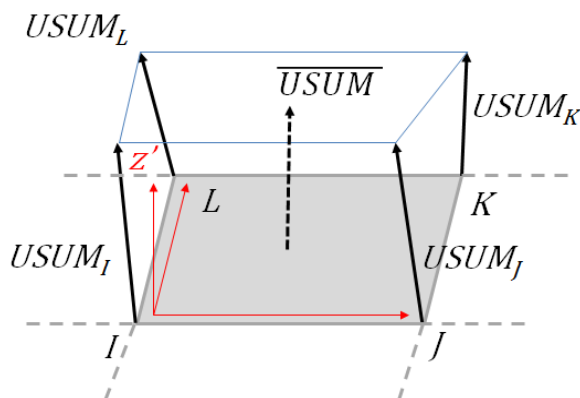


Figura 4.1 – Elemento estrutural do tipo SHELL63 e seus deslocamentos nodais arbitrários

$\overrightarrow{USUM_i}$  e o deslocamento médio  $\overrightarrow{USUM}$ .

Vale ressaltar que a comparação entre os modelos será feita tanto entre modos equivalentes quanto para frequências equivalentes. Para que os modos equivalentes possam ser comparados usa-se o MAC de modo a acompanhar a evolução dos modos conforme as massas são colocadas sobre os painéis da caixa. Destaca-se que a representação bidimensional do MAC aqui representada se inicia no sétimo modo visto que os seis primeiros modos são modos de corpo-rígido.

## 4.2 Refinamento de Malha

Antes da realização das simulações propriamente ditas, primeiramente determinou-se o tamanho dos elementos da malha de modo que o modelo estimasse adequadamente os valores de frequências naturais e de deslocamento volumétrico. Para tal, foram criados 10 modelos diferentes, com as mesmas dimensões do modelo de Lin & Pan (2009a, 2009b) (Figura 4.2), variando-se em ordem crescente o refinamento da malha. A quantidade de elementos por modelo, a variação da área média de cada elemento e a sua porcentagem em relação à área total da caixa ( $A_{caixa} = 6,03 \text{ m}^2$ ) encontram-se na Tabela 4.2.

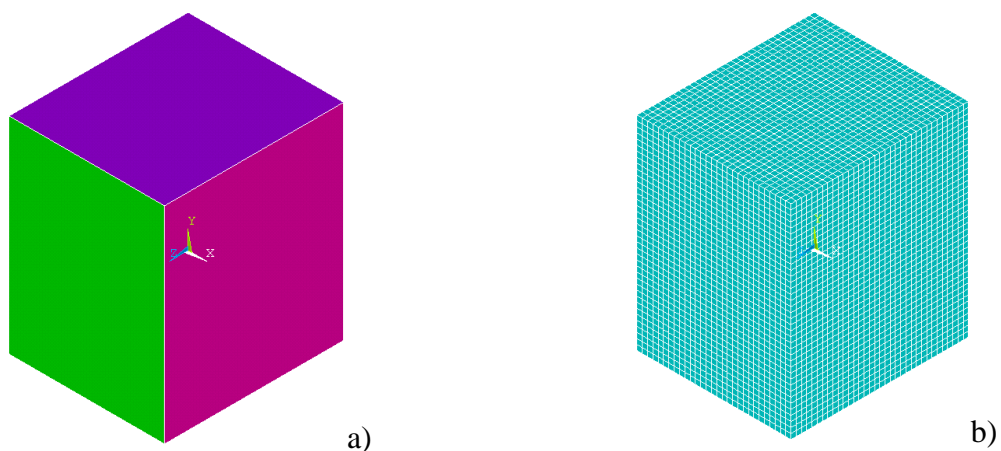


Figura 4.2 – Ilustração da caixa utilizada para simulação estrutural. a) Geometria. b) Modelo em Elementos Finitos.

Tabela 4.2 – Variação do Refinamento de Malha.

<i>Refinamento de Malha</i>	<i>Quantidade de Elementos</i>	<i>Área Média <math>\times 10^{-3} [m^2]</math></i>	<i>% da Área Total</i>
1	80	75,40	1,250
2	720	8,38	0,139
3	1280	4,71	0,078
4	5120	1,18	0,020
5	6480	0,93	0,015
6	6886	0,88	0,015
7	7860	0,77	0,013
8	15304	0,39	0,007
9	27022	0,22	0,004
10	42408	0,14	0,002

A Figura 4.3 mostra a variação das frequências naturais com a diminuição do tamanho dos elementos. Nota-se que os valores obtidos convergem para aqueles fornecidos na Tabela 4.1.

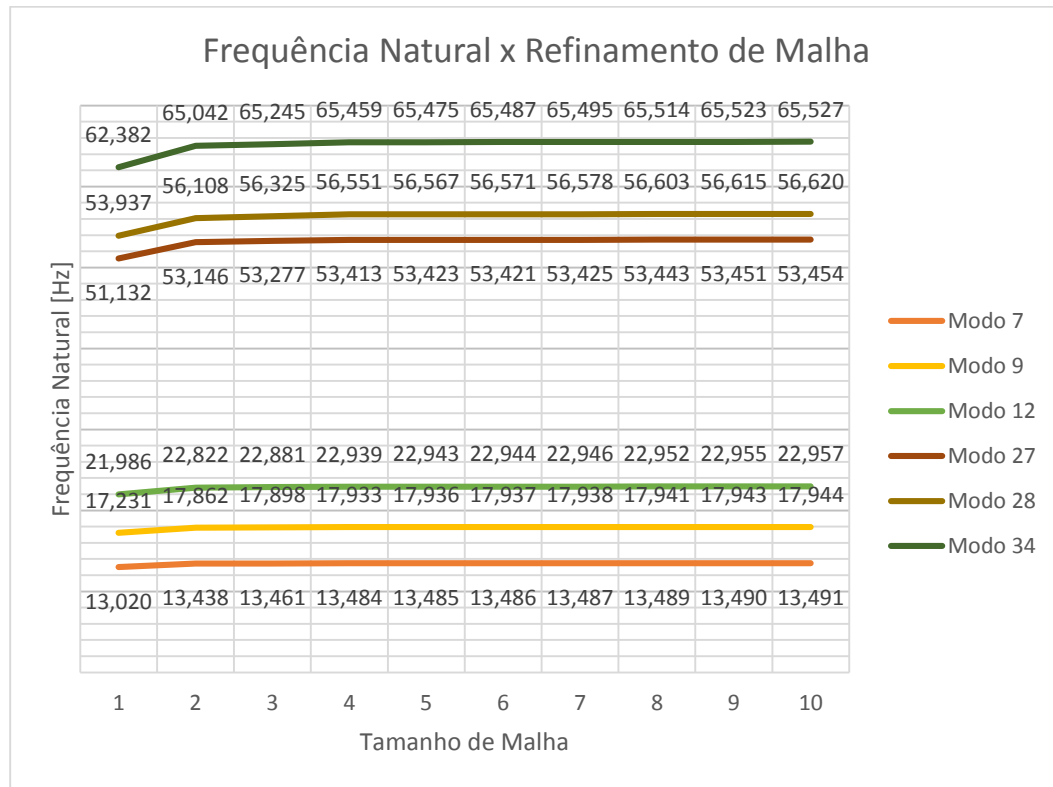


Figura 4.3 – Variação das frequências naturais em função do refinamento de malha.

Tal qual a Figura 4.3, na Figura 4.4 observa-se um comportamento semelhante. Especificamente, após o sexto refinamento de malha os valores de deslocamento volumétrico tendem a convergir para aqueles mostrados na Tabela 4.1. Entretanto, até o refinamento de malha número 5 comportamentos dissimilares são observados.



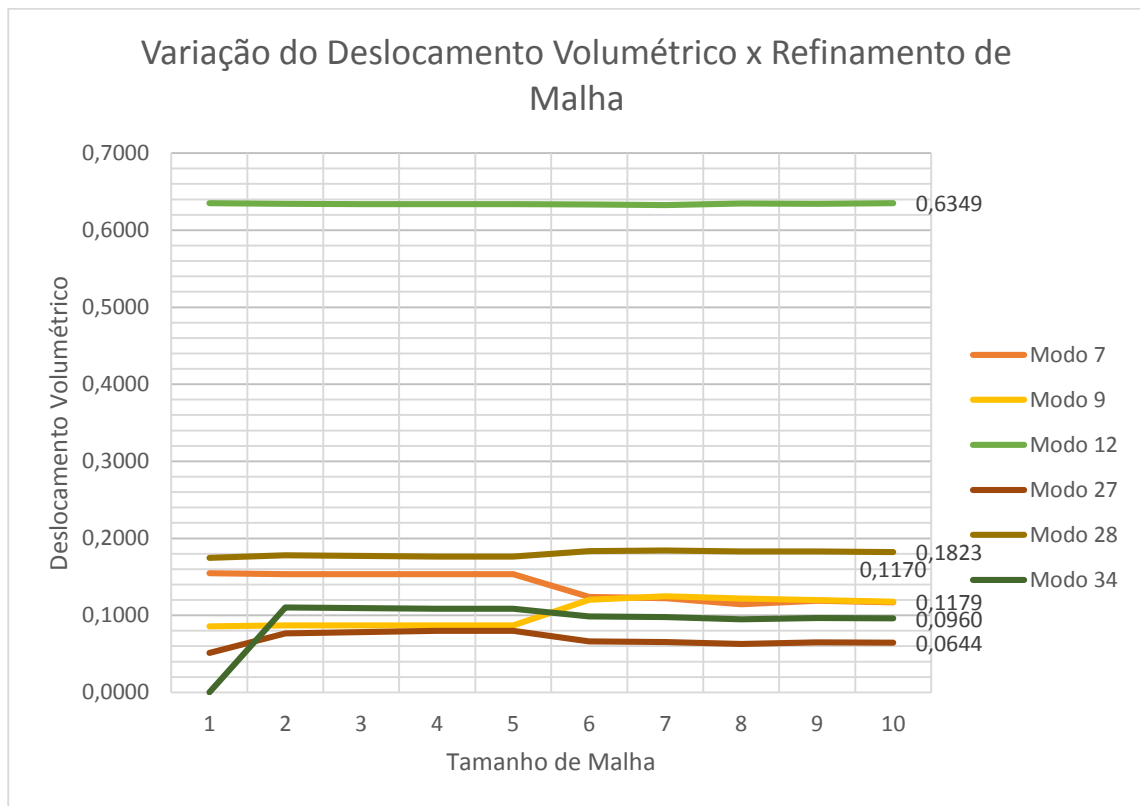


Figura 4.4 – Variação do deslocamento volumétrico em função do refinamento de malha.

Devido ao comportamento observado nas Figuras 4.3 e 4.4, as simulações realizadas neste trabalho respeitaram a porcentagem do refinamento de malha número 6, ou seja, com a quantidade mínima de 6886 elementos do tipo casca.

### 4.3 Simulação Estrutural

Os efeitos estruturais da adição de massa podem ser observados nesta e nas próximas sessões. Optou-se por colocar seis elementos pontuais de massa do tipo MASS21 os quais, somados, correspondem a 10%, 20%, 30%, 40% e 50% da massa original da caixa, cujo valor é  $M_{caixa} = 40,72 \text{ kg}$ . A localização das massas foi baseada nas conclusões de Wong (2002) e Li & Li (2008), ou seja, cada elemento de massa foi colocado nos anti-nós dos modos com deslocamento volumétrico líquido, isto é, no centro de cada painel (Figura 4.5). Esta condição só não é válida para os painéis perpendiculares ao eixo y no modo 27 no qual os centros dos painéis correspondem

a um nó do modo. As Figuras 4.6 a 4.11 ilustram as formas modais de cada um dos modos com deslocamento volumétrico líquido.

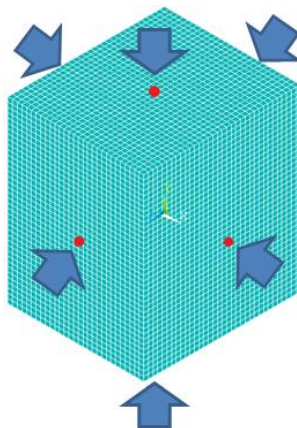


Figura 4.5 – Ilustração dos pontos onde as massas pontuais foram fixadas.

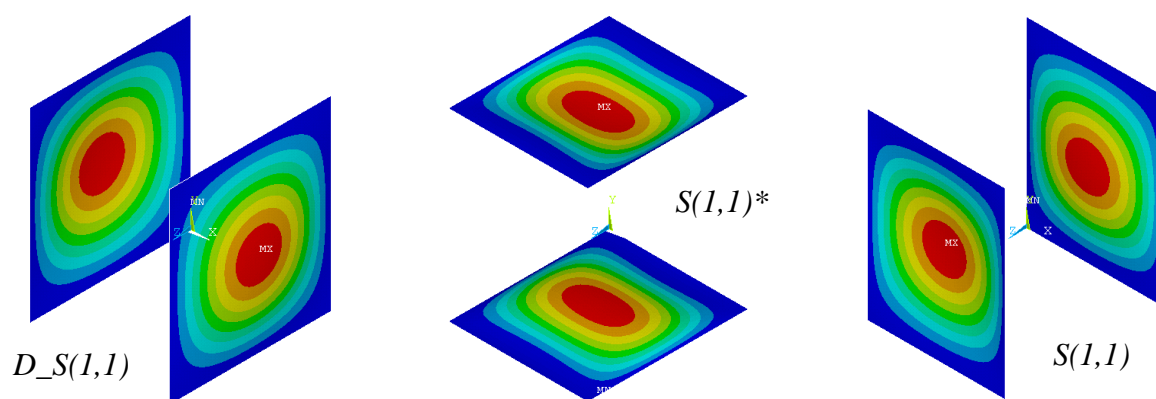


Figura 4.6 – Forma Modal correspondente ao Modo 7.

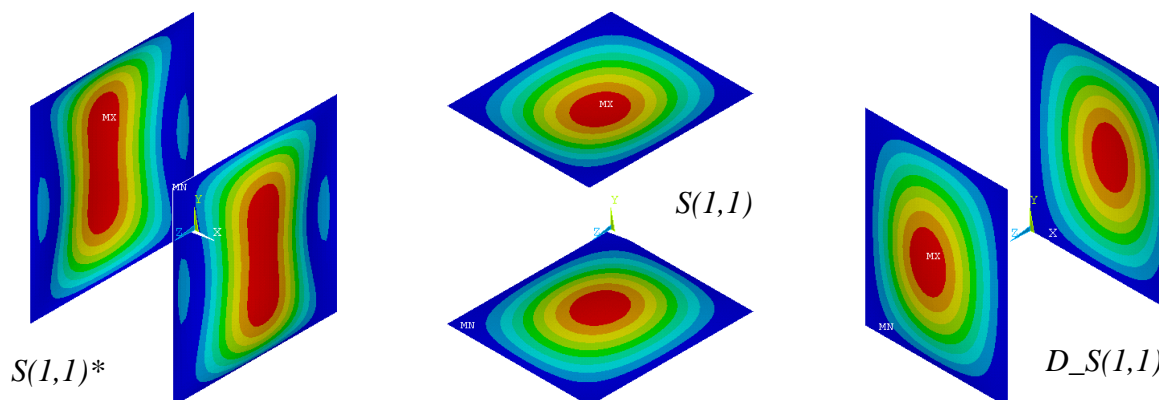


Figura 4.7 – Forma Modal correspondente ao Modo 9.

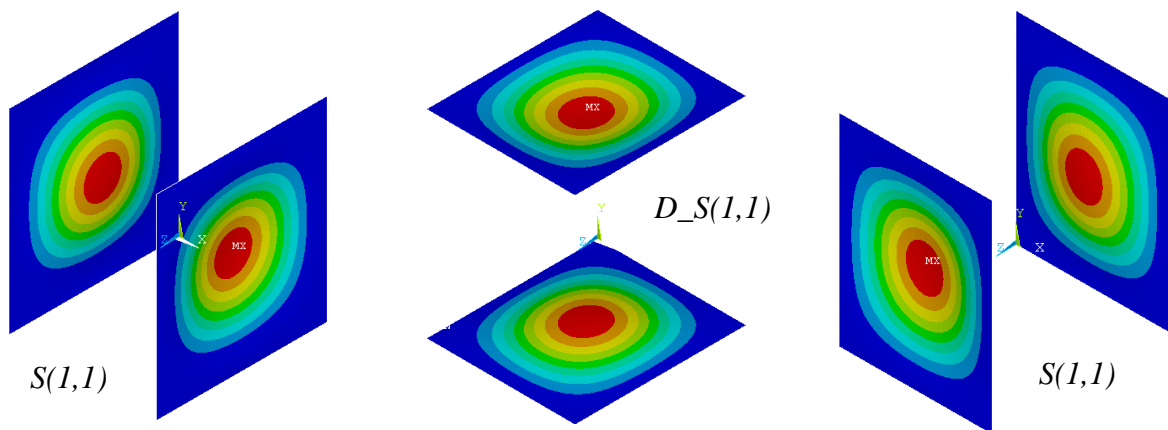


Figura 4.8 – Forma Modal correspondente ao Modo 12.

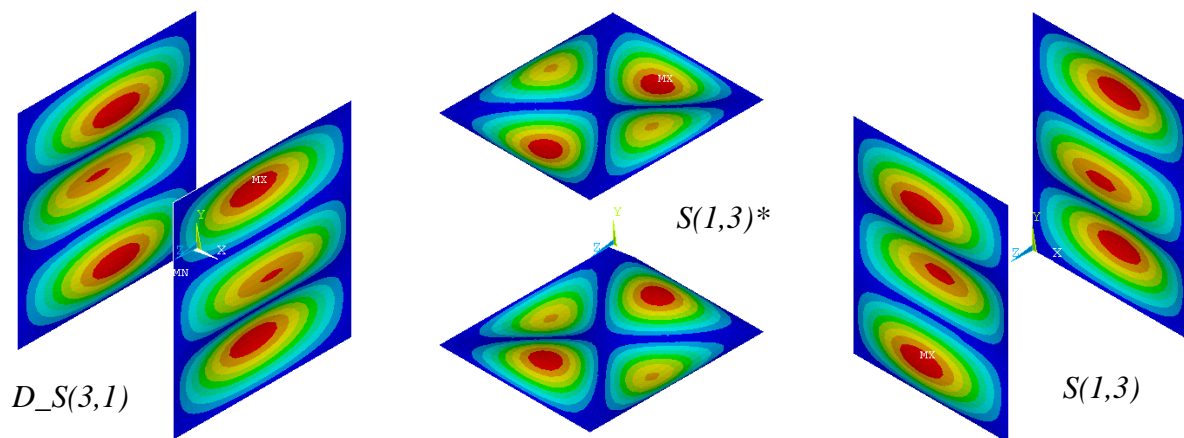


Figura 4.9 – Forma Modal correspondente ao Modo 27.

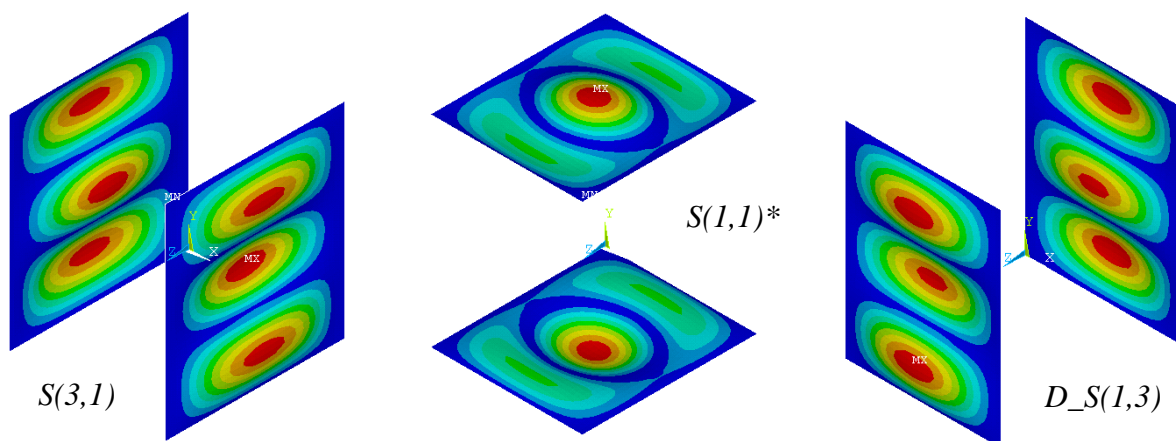


Figura 4.10 – Forma Modal correspondente ao Modo 28.

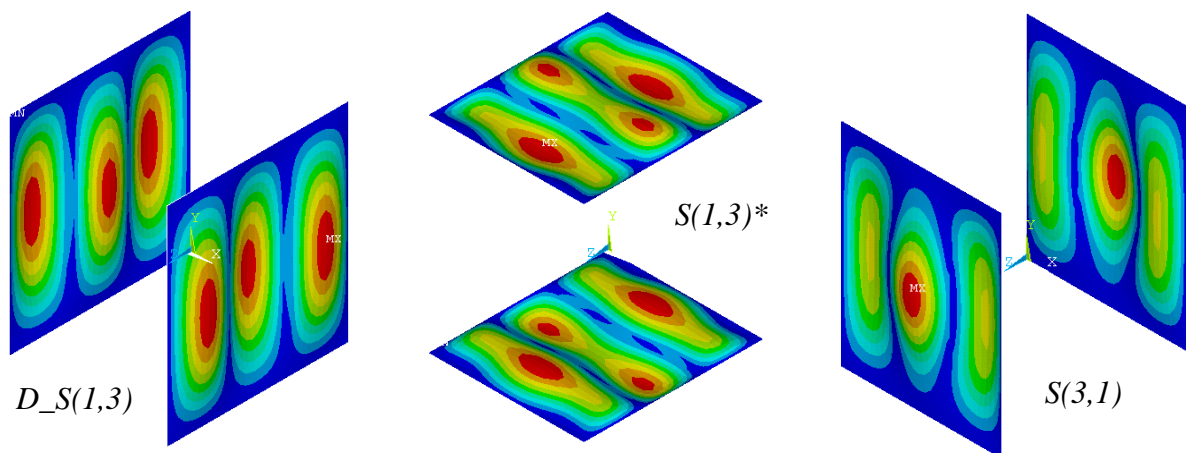


Figura 4.11 – Forma Modal correspondente ao Modo 34.

Destacam-se os painéis perpendiculares ao eixo  $y$  dos modos 27, 28 e 34 os quais diferem da forma modal de uma painel simplesmente apoiado. Por exemplo, analisando-se o modo 27, a forma modal correspondente aos painéis perpendiculares ao eixo  $y$ , os quais são da forma (1,3) deveriam seguir a seguinte forma modal, ilustrada na Figura 4.12.

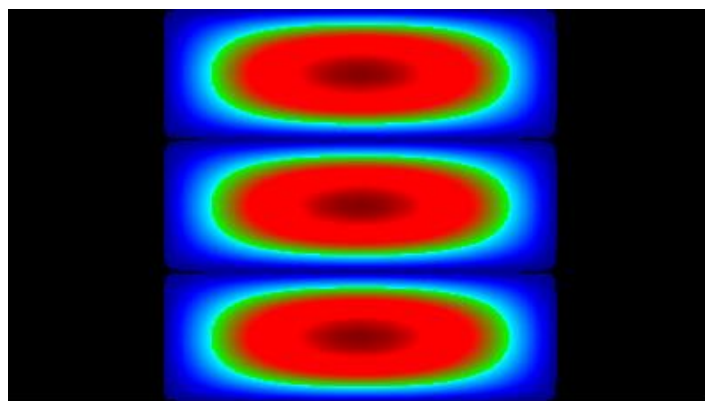


Figura 4.12 – Modo (1,3) de uma placa simplesmente apoiada. (Chladni Figures and Vibrating Plates).

Entretanto, como observado na Figura 27, a deformação encontrada nos painéis perpendiculares a  $y$  está distorcida em relação à um modo do tipo (1,3) de uma placa simplesmente apoiada. Percebe-se que as diagonais dos painéis se transformam em linhas nodais e o anti-nó central se degenera em dois anti-nós.

### 4.3.1 Deslocamento Volumétrico – Avaliação pelos Autovetores e Frequências Naturais

A Figura 4.13 mostra a variação do deslocamento volumétrico com a adição de massa. No eixo das abscissas estão representados os 33 modos não rígidos considerados, numerados de 7 a 23 e de 24 a 39, e no eixo das ordenadas estão os valores de deslocamento volumétrico. É relevante citar que a escala das ordenadas não apresenta unidade uma vez que ela é avaliada considerando os autovetores obtidos na Análise Modal numérica, sendo, portanto, dependente da normalização adotada. O deslocamento volumétrico da Figura 4.13 foi calculado normalizando-se os autovetores do sistema pela matriz de massa.

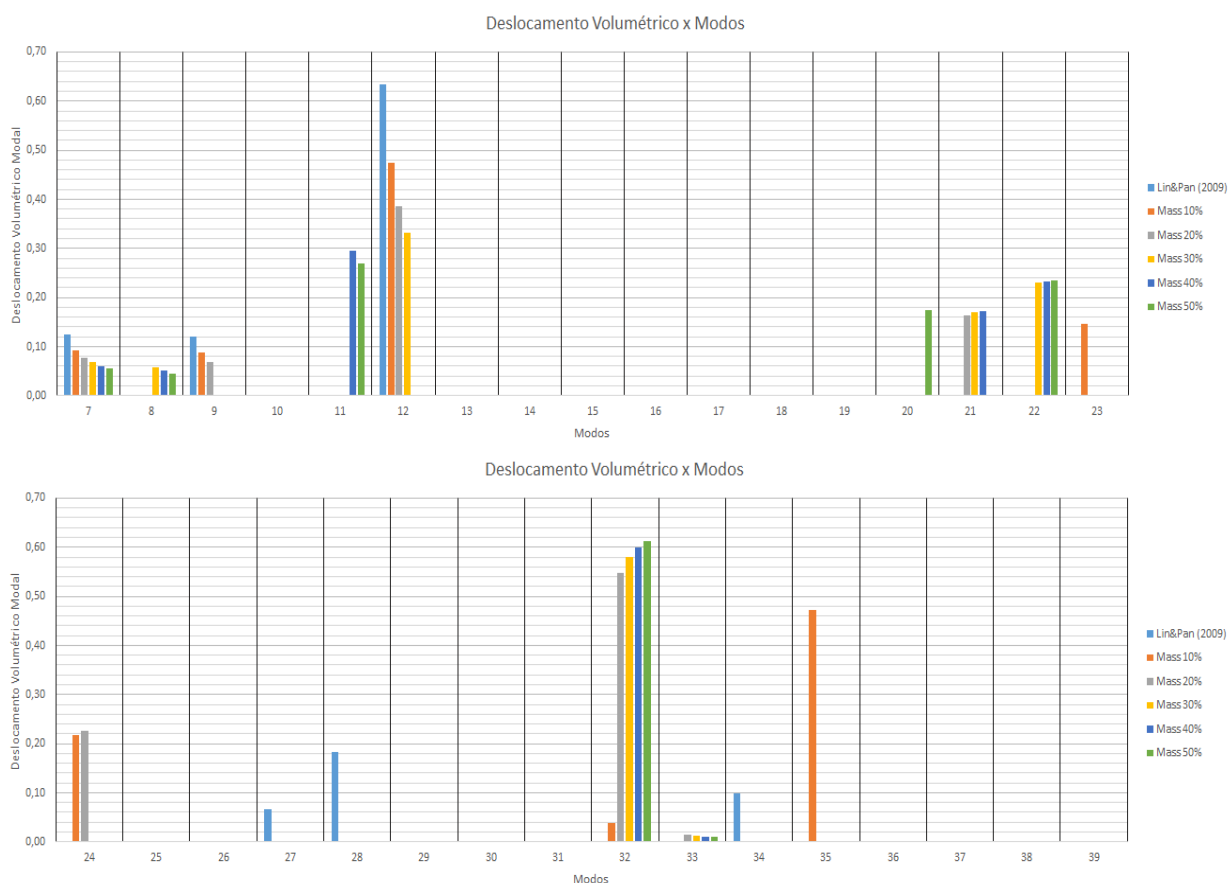


Figura 4.13 – Variação do Deslocamento Volumétrico para cada modo da estrutura com a adição de massas (Modos normalizados pela matriz de massa).

É possível notar, analisando as Figuras 4.13, que a adição de uma massa pontual na localização descrita provoca variações perceptíveis no deslocamento volumétrico quando este é avaliado normalizando-se os autovetores pela matriz de massa.

Conforme dito anteriormente, a utilização do MAC se faz necessária para que modos equivalentes sejam analisados, isto é, para se estabelecer a correlação entre as formas modais originais e as novas formas modais dos modelos com massas adicionadas. A Tabela 4.3 ilustra a evolução da numeração dos modos e a Figura 4.14 mostra os deslocamentos volumétricos da Figura 4.7 ordenados pelo MAC.

Tabela 4.3 – Evolução da numeração dos modos com a adição de massa (obtidos via MAC).

<i>Massas Adicionais [%]</i>					
<i>0</i>	<i>10</i>	<i>20</i>	<i>30</i>	<i>40</i>	<i>50</i>
7	7	7	7	7	7
9	9	9	8	8	8
12	12	12	12	11	11
27	23	21	21	21	20
28	24	24	22	22	22
34	32	33	33	33	33
?	35	32	32	32	32

Percebe-se nas Figuras 4.14 que a adição de massa reduz o deslocamento volumétrico para os modos correspondentes aos modos 7, 9, 12 e 34 da caixa original. Nos modos 27 e 28 a adição de 10% da massa total gera um aumento perceptível no deslocamento volumétrico mas, conforme a porcentagem aumenta, a tendência de aumento do deslocamento volumétrico torna-se menos sensível.

Observando-se a Figura 4.14, um fenômeno interessante acontece no modo 35. A denominação do modo refere-se, neste caso, ao modo 35 da estrutura com 10% de massa, uma vez que não se observa nenhuma relação deste modo com algum outro modo do modelo original. Surge, então, um questionamento: *A qual modo do modelo original estão associados esses novos modos com deslocamento volumétrico líquido?* Pode-se tentar responder tal pergunta pelo mapa de MAC entre o modelo original e o modelo com 10% mostrado na Figura 4.15. Apenas valores de MAC maiores que 0,8 estão representados.

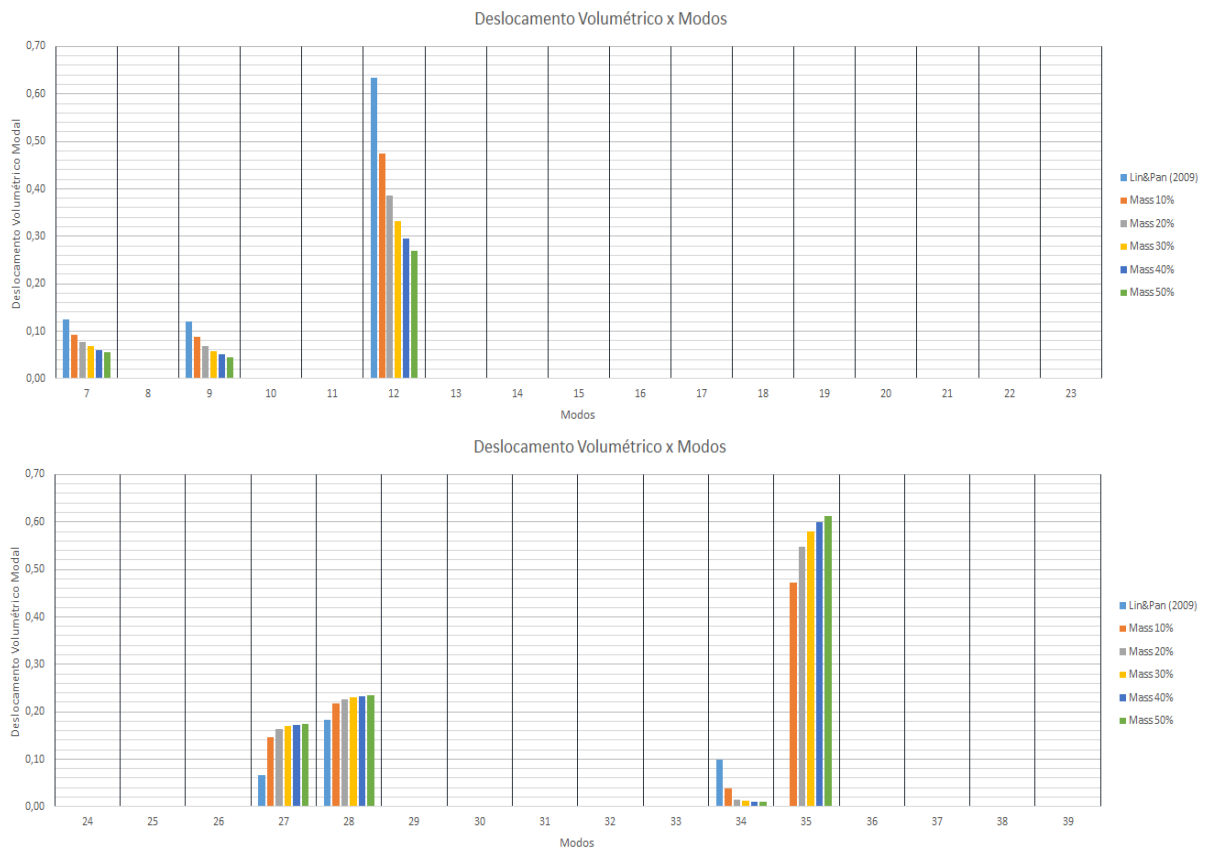


Figura 4.14 – Variação do Deslocamento Volumétrico para cada modo da estrutura com a adição de massas (Modos normalizados pela matriz de massa) – Correção pelo MAC.

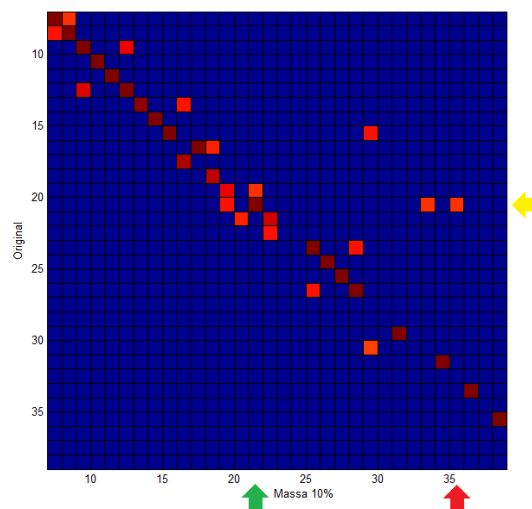


Figura 4.15 – Representação gráfica do MAC entre o modelo original e o modelo com 10% de massas adicionais.

Analisando na Figura 4.15 o modo 35 do modelo com 10% de massa, percebe-se que ele possui uma correspondência relevante com o modo 20 do modelo original (par de setas vermelha e amarela, nesta ordem). O MAC entre esses modos é 0,820. Entretanto, observando o modo 20 do modelo original constata-se uma correspondência maior ( $\text{MAC} = 0,999$ ) com o modo 21 da caixa com 10% de massa (par de setas amarela e verde), além de uma correspondência também com os modos 19 e 33 do modelo com 10% de massa. A Figura 4.16 mostra a forma modal dos modos 20 da caixa original (Figura 4.16a) e os modos 21 e 35 da caixa com 10% de massa (Figura 4.16b e 4.16c).

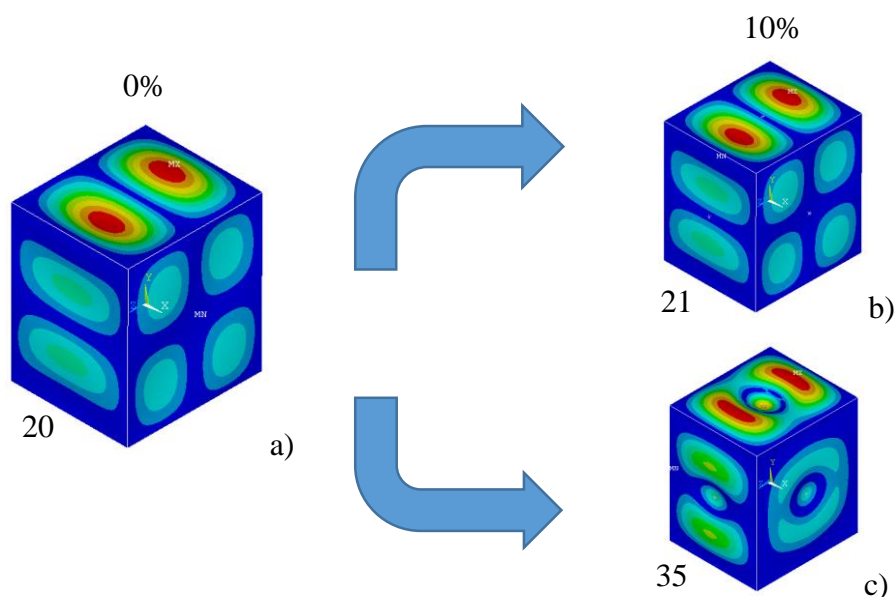


Figura 4.16 – a) Forma modal do modo 20 da caixa original. b) Forma modal do modo 21 da caixa com 10% de massa adicionadas. c) Forma modal do modo 35 da caixa com 10% de massa adicionadas.

Notoriamente, o modo 21 da caixa modificada possui elevada correlação com o modo 20 da caixa original. O modo 35, ao contrário, difere do modo 20 sendo caracterizado por anti-nós que não se cancelam, o que acaba por gerar um deslocamento volumétrico líquido de ar bombeado para o meio. Apesar do MAC entre os modos 35 do modelo com 10% de massa e o modelo original ser elevado, eles não representam modos equivalentes. Além da pouca semelhança entre as formas modais, essa disparidade também se verifica na evolução das frequências naturais mostradas na Tabela 4.4.



Para os modos originalmente com deslocamento volumétrico líquido, as frequências naturais diminuem conforme massas maiores vão sendo fixadas sobre a estrutura. A exceção ocorre com o modo 20 da caixa original, isto é, a adição de 10% de massa causa um aumento expressivo na frequência associada a esse modo, da ordem de 20 Hz, sucedido por um comportamento decrescente das frequências. Tal comportamento não se mostra comum, então uma nova abordagem se faz necessária para se entender a origem do modo 35.

Tabela 4.4 – Variação da Frequência Natural, em Hz, pela adição de massa.

<i>Modo Original</i>	<i>Massas Adicionais [%]</i>					
	<i>0</i>	<i>10</i>	<i>20</i>	<i>30</i>	<i>40</i>	<i>50</i>
7	13,486	11,272	9,821	8,799	8,036	7,439
9	17,937	14,587	12,490	11,068	10,033	9,238
12	22,945	17,715	14,805	12,947	11,643	10,662
27	53,422	44,893	40,696	38,600	37,369	36,561
28	56,573	46,887	43,243	41,492	40,483	39,828
34	65,491	60,226	59,467	59,200	59,065	58,984
20	41,655	61,794	56,857	54,670	53,455	52,684

Para se descobrir a origem do modo 35 da caixa com 10% de massa adicionada propôs-se a criação de um modelo com uma quantidade menor de massa – 3% de massa. Efetuando o mesmo procedimento adotado para as demais massas, obteve-se a evolução da numeração dos modos mostrados na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Evolução da numeração dos modos inserindo o modelo com 3% de massa (obtidos via MAC).

	<i>Massas Adicionais [%]</i>	
	<i>0</i>	<i>10</i>
7	7	7
9	9	9
12	12	12
27	26	23
28	28	24
34	33	32
?	38	35

Observa-se que o modo 35 do modelo com 10% de massa está associado ao modo 38 do modelo com 3% de massa. Tal fato permite inferir que o modo 38 esteja associado a um modo de numeração maior do modelo original. Essa suposição se confirma quando se aumenta o número de modos originais analisados, isto é, quando se analisam mais modos do que somente os 33 primeiros não-rígidos propostos por Lin & Pan (2009a, 2009b). Calculando o MAC entre o modelo original e o modelo com 3% de massa com os 39 primeiros modos não-rígidos, isto é, considerando-se os modos 7 até o 45, obtém-se o mapa da Figura 4.17.

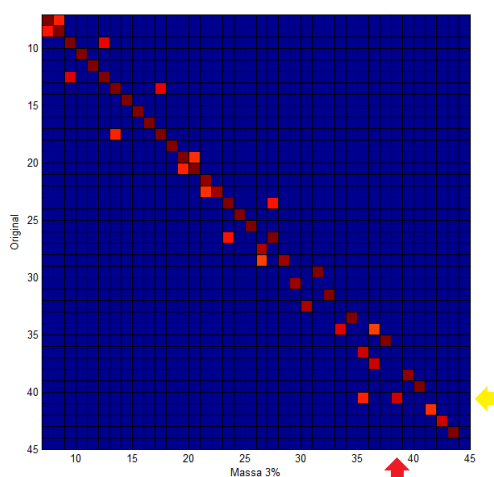


Figura 4.17 – Representação gráfica do MAC entre o modelo original e o modelo com 3% de massas adicionais.

O modo 38 do modelo com 3% de massa possui elevada correlação ( $MAC = 0,911$ ) com o modo 40 do modelo original (par de setas vermelha e amarela). Este modo 40 é um modo do grupo ( $D_{-}S,S,S$ ), portanto um modo com deslocamento volumétrico líquido, mas que não foi analisado por Lin & Pan (2009a). Sua forma modal se encontra na Figura 4.18.

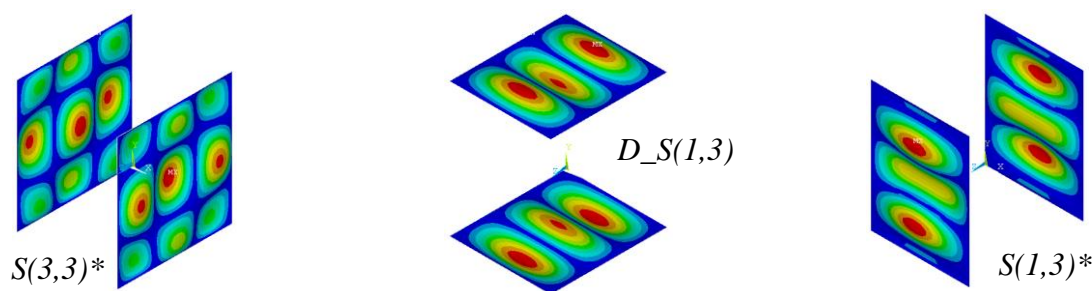


Figura 4.18 – Forma Modal correspondente ao Modo 40.

Observa-se que os anti-nós deste modo estão nas mesmas posições que os anti-nós do modo 35 do modelo com 10% de massa mostrado na Figura 4.16 justificando, assim, um MAC elevado. Segundo a classificação atribuída por Lin & Pan (2009a) esse modo é do tipo  $[S(3,3)^*;D\_S(1,3);S(1,3)^*]_{76\text{ Hz}}$ .

Portanto, levando-se em consideração o modo 40, a Figura 4.14 pode ser completada de modo que, as barras que anteriormente se encontravam no modo 35 agora passam a estar no modo 40 (Figura 4.19). As Tabelas 4.3 e 4.4 podem também ser corrigidas (Tabelas 4.6 e 4.7).

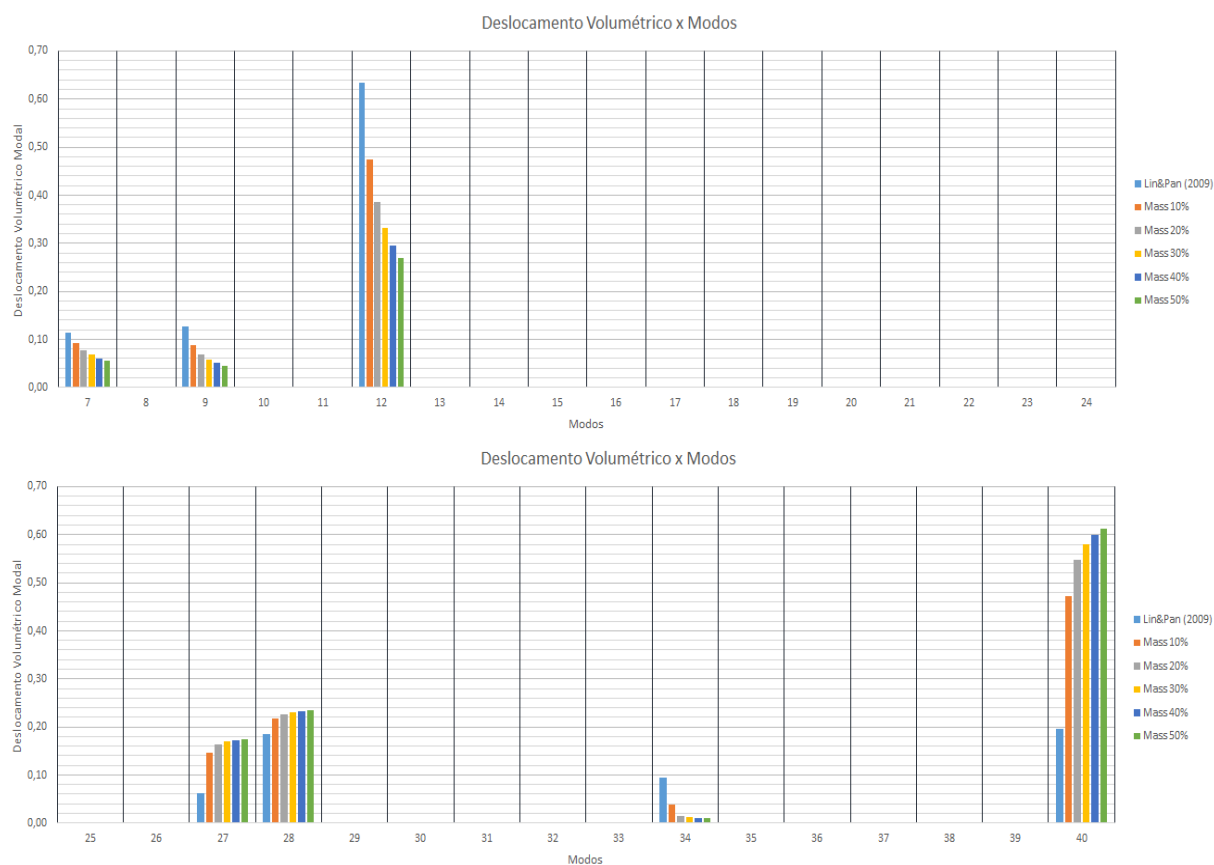


Figura 4.19 – Variação do Deslocamento Volumétrico para cada modo da estrutura com a adição de massas (Modos normalizados pela matriz de massa) – Correção pelo MAC e inserção do Modo 40.

Tabela 4.6 – Evolução da numeração dos modos com a adição de massa (obtidos via MAC).

<i>Massas Adicionais [%]</i>					
<i>0</i>	<i>10</i>	<i>20</i>	<i>30</i>	<i>40</i>	<i>50</i>
7	7	7	7	7	7
9	9	9	8	8	8
12	12	12	12	11	11
27	23	21	21	21	20
28	24	24	22	22	22
34	32	33	33	33	33
40	35	32	32	32	32

Tabela 4.7 – Variação da Frequência Natural, em Hz, pela adição de massa.

<i>Modo Original</i>	<i>Massas Adicionais [%]</i>					
	<i>0</i>	<i>10</i>	<i>20</i>	<i>30</i>	<i>40</i>	<i>50</i>
7	13,486	11,272	9,821	8,799	8,036	7,439
9	17,937	14,587	12,490	11,068	10,033	9,238
12	22,945	17,715	14,805	12,947	11,643	10,662
27	53,422	44,893	40,696	38,600	37,369	36,561
28	56,573	46,887	43,243	41,492	40,483	39,828
34	65,491	60,226	59,467	59,200	59,065	58,984
40	75,911	61,794	56,857	54,670	53,455	52,684

Tal análise permite concluir que a forma modal correspondente ao modo 35 do modelo com 10% de massa não foi criada com a adição de massas na estrutura, mas sim, que o gráfico de deslocamento volumétrico estava limitado à quantidade de modos analisados.

Como mencionado no início deste capítulo, espera-se que o tipo de normalização dos autovetores influencie nos valores de deslocamento volumétrico. De fato, a normalização pela unidade, isto é, a atribuição da unidade para o maior valor do autovetor, permite que outros valores de deslocamento volumétrico sejam determinados conforme observado na Figura 4.20. Verifica-se, entretanto, que a relação de grandeza entre os modos se mantém, ou seja, o modo 12 continua sendo o modo com maior deslocamento volumétrico. Entretanto, a variação do deslocamento volumétrico é muito mais sutil do que com a normalização pela matriz de massa.

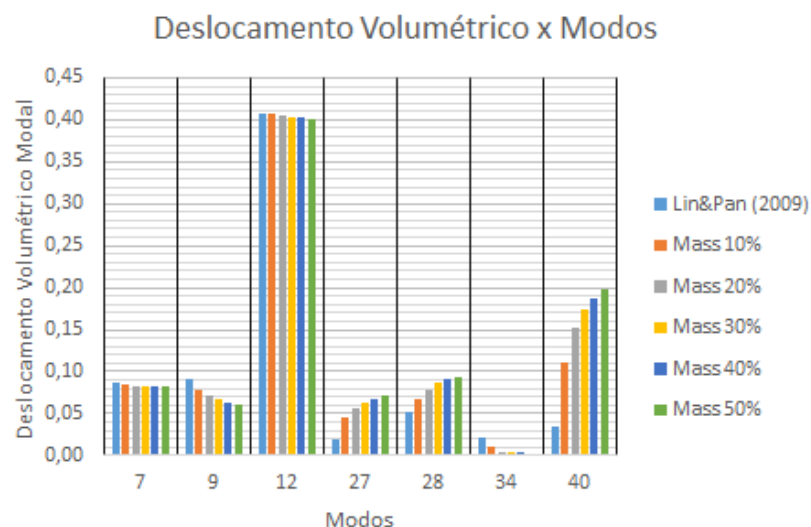


Figura 4.20 – Variação do Deslocamento Volumétrico para cada modo da estrutura com a adição de massas (Modos normalizados pela unidade) – Correção pelo MAC e inserção do Modo 40.

#### 4.3.2 Deslocamento Volumétrico – Avaliação pelos Deslocamentos Nodais da Resposta Forçada – Modos Equivalentes

Além da análise dos deslocamentos volumétricos avaliados com os autovetores também foi implementada uma análise dos deslocamentos volumétricos com a resposta forçada da estrutura. Para tanto, excitou-se a caixa com uma força harmônica de amplitude  $1N$  no centro do painel superior em cada frequência natural correspondente aos modos com deslocamento volumétrico líquido. Admitiu-se um coeficiente de amortecimento da estrutura de 0,01 (Li & Li, 2008). Os valores se encontram na Figura 4.21.

Observa-se que, para todos os modelos, as frequências com maior deslocamento volumétrico são aquelas correspondentes às frequências de ressonância do modo 12. Tal comportamento segue a mesma tendência observada no deslocamento volumétrico avaliado com os autovetores.

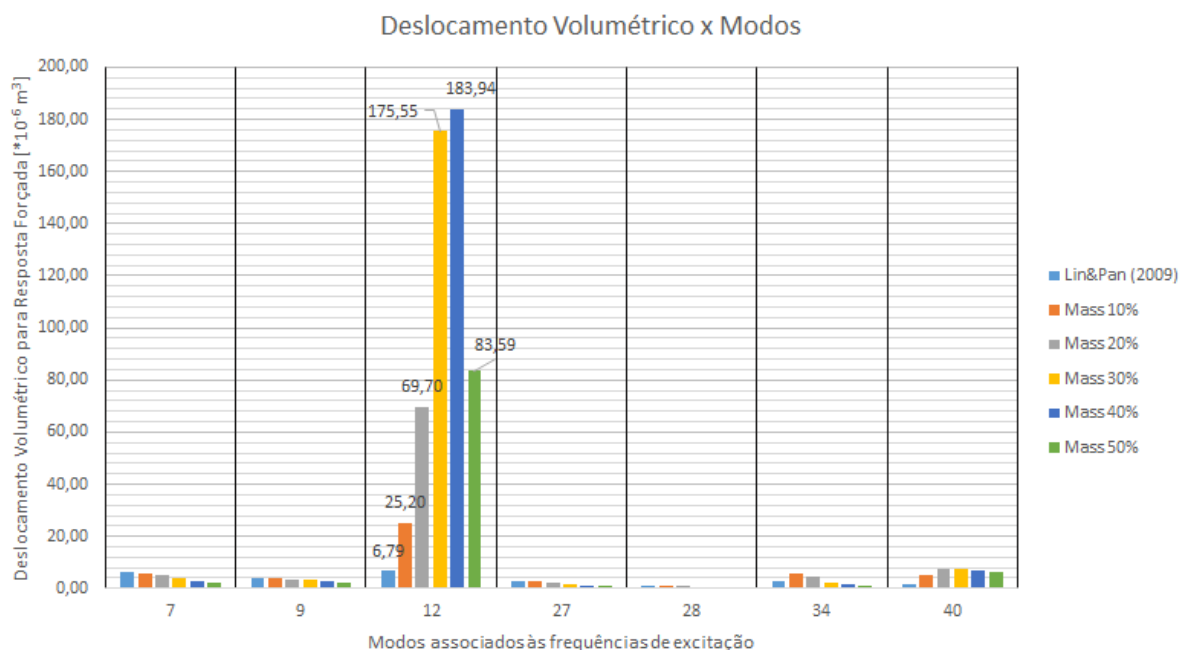


Figura 4.21 – Variação do Deslocamento Volumétrico para resposta forçada com a adição de massas – Modos equivalentes.

#### 4.3.3 Deslocamento Volumétrico – Avaliação pelos Deslocamentos Nodais da Resposta Forçada – Frequência Equivalente

Uma vez determinada a variação do deslocamento volumétrico para os modos equivalentes dos modelos estudados, determinou-se então a variação do deslocamento volumétrico para uma mesma frequência. Foi escolhida a frequência de 22,945 Hz a qual corresponde à frequência natural do modo 12 do modelo original. Sua variação se encontra na Figura 4.22.

Curiosamente, o valor do deslocamento volumétrico observado na Figura 4.21 para o modo 12 –  $6,79 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$  – é ligeiramente maior que o valor observado na Figura 4.22 –  $6,55 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ . Esperava-se que eles fossem iguais. Ao observar os deslocamento nodais extraídos do ANSYS® não se percebem nenhuma alteração considerável em seus valores. Essa variação está relacionada, portanto, à rotina de cálculo do deslocamento volumétrico representando uma variação de 3,5%.

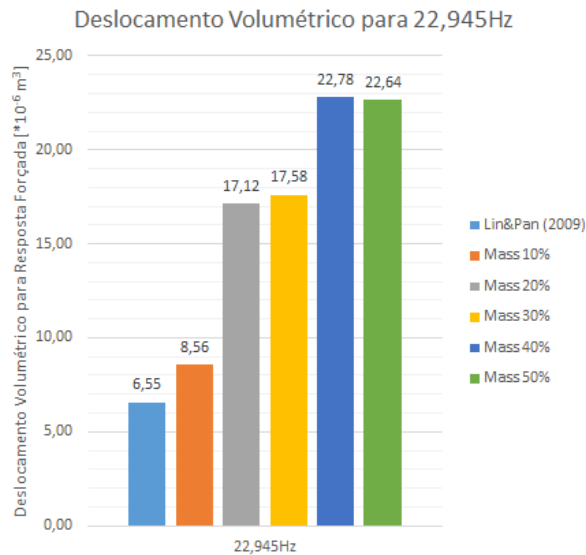


Figura 4.22 – Variação do Deslocamento Volumétrico para resposta forçada com a adição de massas – Frequência equivalente de 22,945 Hz.

O que se observa é que, com o aumento da massa adicionada, o deslocamento volumétrico, seja para o modo 12 ou para a frequência de 22,945Hz, aumenta também. Entretanto, o aumento é menos expressivo para o caso em que a estrutura está sendo excitada com 22,945Hz. Tal condição é a que ocorre na maioria dos problemas de ruído e vibrações – a frequência de excitação se mantém enquanto modificações estruturais são realizadas para se deslocarem as frequências naturais.

#### 4.4 Simulação Vibroacústica

A simulação vibroacústica compreende aquela em que o modelo da caixa é envolvido por um meio fluido, neste caso o ar. Tal análise visa determinar a distribuição de pressão numa determinada distância da fonte. A Figura 4.23 mostra uma ilustração do modelo utilizado na simulação acústica. A malha de Elementos Finitos da caixa para a simulação vibroacústica é a mesma da simulação estrutural.

Nesta simulação os efeitos da interação fluido-estrutura são levados em consideração, ou seja, o movimento da superfície vibrante acelera o ar na interface o qual responde como uma

flutuação de pressão reconhecida como ruído. Essa flutuação se comporta como uma onda que se distancia da fonte conforme proposto pela Equação 3.27.

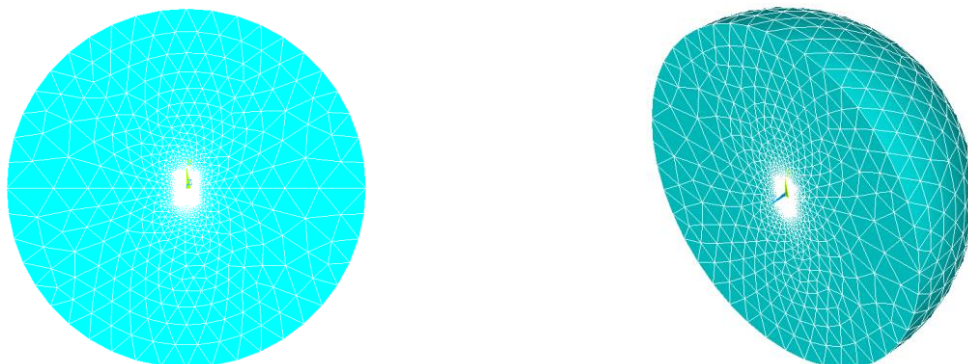


Figura 4.23 – Corte do modelo utilizado para a simulação acústica.

Não considerou-se o ar no interior da caixa pelo fato de que os efeitos do ar são insignificante para os modos abaixo do primeiro modo de cavidade – 149,6 Hz (Lin & Pan, 2009a). Ao redor da caixa foi criada uma esfera sólida de raio  $R = 6,9m$ . A razão para o uso deste valor se encontra descrita a seguir.

Na superfície externa da esfera utilizou-se um elemento infinito de fluido, chamado FLUID130, que simula os efeitos de uma onda sonora propagando para o infinito. Este elemento absorve a energia sonora de modo que interferências mínima (reflexões) ocorram na determinação da pressão sonora. Tal condição é necessária uma vez que, nas modelagens vibroacústicas de problemas exteriores por Elementos Finitos, o domínio do fluido é truncado, ou seja, limitado por uma forma geométrica sólida. Assim, a Condição de Sommerfeld citada anteriormente é aproximada, na fronteira, pela formulação do elemento FLUID130 (ANSYS, 2009a).

ANSYS (2009b) sugere que, para o uso deste elemento infinito, o raio da esfera deve ser  $R = 0,2\lambda$ . Então, das Equações 3.7 e 3.21, a velocidade do som pode ser obtida pela seguinte relação termodinâmica (FOX *et. al*, 2006):

$$c^2 = \frac{\gamma \mathcal{P}}{\rho} \Leftrightarrow c = \sqrt{\frac{\gamma \mathcal{P}}{\rho}} \Leftrightarrow c = \sqrt{\gamma \mathbb{R} T} \quad (4.1)$$



Na Equação 4.1,  $\gamma$  é a razão entre o calor específico do gás à pressão constante e o calor específico do gás a volume constante,  $\mathbb{R}$  é a constante dos gases e  $T$  a temperatura em Kelvin. Em temperatura ambiente,  $T = 25^\circ C = 298,15K$ ,  $\mathbb{R} = 287 \frac{J}{kg.K}$ , então  $c = 346,05 m/s$ . Então, considerando uma frequência mínima  $f = 10Hz$  baseada nas frequências naturais encontradas, tem-se que:

$$c = \lambda f \Leftrightarrow 346,05 = 10\lambda \Leftrightarrow \lambda = 34,3m \therefore R = 6,9m \quad (4.2)$$

Ressalta-se que o valor de  $f = 10Hz$  foi utilizado devido a uma limitação do software relacionada ao tamanho do modelo. Ou seja, considerando-se uma frequência mínima de  $f = 7Hz$ , por exemplo, implica-se em  $R = 9,9m$ . O aumento de  $3m$  no raio da esfera aumentou consideravelmente o número de nós do modelo impossibilitando, assim, a análise.

Uma vez criado o modelo vibroacústico, efetuou-se uma análise modal numérica com a expectativa de serem encontrados os mesmos modos presentes na simulação estrutural. Como esperado as mesmas frequências naturais, ligeiramente alteradas, e formas modais foram encontradas.

#### 4.4.1 Frequências Naturais

Ao contrário da simulação estrutural, em que a solução do *software* desconsidera qualquer amortecimento na estrutura e, portanto, calcula apenas modos reais, nesta simulação ocorre a presença de modos complexos. Isso se deve ao fato de que, na presença de um acoplamento fluido-estrutura, os modos serão sempre complexos, ou seja, os modos serão sempre amortecidos uma vez que parte da energia da estrutura vibrando é removida em forma sonora. Tal fenômeno caracteriza aquilo que é chamado de amortecimento por radiação (WALLACE, 1982). Pela análise dos autovalores, é possível determinar as frequências naturais não amortecidas  $\omega_n$  e estimar o amortecimento  $\zeta$  gerado pela radiação acústica (Tabela 4.8).

Comparando-se a Tabela 4.8 com a Tabela 4.7 percebe-se que as frequências naturais do modelo vibroacústico são ligeiramente menores que as frequências encontradas na simulação estrutural sendo que a redução máxima é de 3,54% no modo 12 do modelo original.

Tabela 4.8 – Variação da Frequência Natural, em Hz, e do Amortecimento Modal [%] pela adição de massa.

Modo Original	Massas Adicionais [%]											
	0		10		20		30		40		50	
	$\omega_n$	$\zeta$	$\omega_n$	$\zeta$	$\omega_n$	$\zeta$	$\omega_n$	$\zeta$	$\omega_n$	$\zeta$	$\omega_n$	$\zeta$
7	13,176	0,022%	11,092	0,008%	9,705	0,005%	8,717	0,004%	7,974	0,003%	7,390	0,002%
9	17,537	0,023%	14,378	0,009%	12,363	0,005%	10,982	0,003%	9,970	0,002%	9,190	0,001%
12	22,133	0,664%	17,347	0,309%	14,595	0,178%	12,810	0,117%	11,544	0,085%	10,587	0,064%
27	52,879	0,013%	44,413	0,070%	40,165	0,082%	38,027	0,085%	36,766	0,086%	35,937	0,086%
28	55,971	0,102%	46,369	0,136%	42,665	0,141%	40,868	0,144%	39,828	0,146%	39,152	0,147%
34	64,901	0,031%	59,794	0,006%	58,925	0,001%	58,654	0,001%	58,515	0,001%	58,435	0,001%

Com relação ao comportamento do amortecimento modal, percebe-se um comportamento decrescente do seu valor para os modos 7, 9, 12 e 34. Para os modos 27 e 28 o fator de amortecimento modal aumenta com o aumento da massa. O modo 12 é o que apresenta o maior fator de amortecimento quando a caixa não apresenta massas adicionadas.

#### 4.4.2 Padrão de Diretividade – Resposta Forçada – Modos Equivalentes

Para a determinação do Padrão de Diretividade da caixa foram coletados os valores de pressão sonora obtidos na fronteira da esfera. A resposta acústica do meio foi obtida, tal qual no deslocamento volumétrico, excitando-se a caixa com uma força de amplitude  $1N$  no centro do painel superior. A frequência de excitação corresponde às frequências de ressonância associadas a cada modo com deslocamento volumétrico líquido.

A Tabela 4.9 a seguir apresenta os valores de pressão sonora máxima e média ao redor da caixa. Nota-se que os valores de pressão máxima e pressão média são muito semelhantes, o que demonstra a distribuição do tipo monopólo dos modos analisados.

Na Tabela 4.9 observa-se que, com a adição de massa sobre a caixa nos pontos especificados, o NPS na menor frequência – associada ao modo 7 – é sempre maior que o NPS da caixa original.

Destaca-se que a pressão sonora, para esse modo, se comporta de maneira oposta à variação da frequência natural, a qual aumenta conforme as massas vão sendo colocadas. Como observado anteriormente, em termos práticos, a alteração de frequência já pode ser considerada como uma solução para grande parte dos problemas de ruído e vibrações. Porém, note-se que, em termos da radiação estrutural, o NPS aumenta conforme as frequências diminuem.

Tabela 4.9 – Pressão máxima e média, em dB, medida a 6,9 metros do centro da caixa.

Modo Original	Massas Adicionais [%]											
	0		10		20		30		40		50	
	<i>P<sub>máx</sub></i>	<i>P<sub>média</sub></i>	<i>P<sub>máx</sub></i>	<i>P<sub>média</sub></i>	<i>P<sub>máx</sub></i>	<i>P<sub>média</sub></i>	<i>P<sub>máx</sub></i>	<i>P<sub>média</sub></i>	<i>P<sub>máx</sub></i>	<i>P<sub>média</sub></i>	<i>P<sub>máx</sub></i>	<i>P<sub>média</sub></i>
7	85,55	85,47	87,44	87,31	87,62	87,46	89,39	89,21	90,50	90,31	91,49	91,31
9	94,92	94,65	97,97	97,88	100,81	100,75	98,59	98,48	99,31	98,75	94,30	93,97
12	80,19	79,95	82,55	82,42	84,15	84,03	85,94	85,20	99,11	98,50	92,71	92,16
27	60,66	58,02	72,06	70,89	69,81	68,82	68,49	67,14	86,10	86,03	86,54	86,50
28	82,17	81,13	75,07	74,05	76,04	74,95	95,43	94,75	72,57	71,71	71,17	70,26
34	65,70	62,37	79,93	71,58	66,47	60,66	73,28	72,26	71,60	70,66	70,32	69,27

Para as frequências associadas ao modo 9 existe uma quantidade de massa, 20%, em que a resposta acústica é máxima e quase todos os valores se mostram maiores do que o valor da caixa original, à exceção do modelo com 50%. O mesmo se observa para o modo 12, em que a resposta máxima acontece para uma quantidade de massa adicionada equivalente a 40% e todos os modelos respondem com amplitude de pressão maior do que a do modelo original. Para o modo 27 existe uma tendência de aumento da pressão, embora haja uma redução progressiva em 10%, 20% e 30%, retomado por um aumento em 40%. Novamente, nenhum valor retorna para um valor inferior à quantidade nula de massa adicionada. Para o modo 28 uma tendência para a diminuição da pressão sonora é observada apesar de um valor máximo existente em 30%. No modo 34 um comportamento dissimilar é verificado: com a adição de 10% de massa existe um aumento expressivo da pressão acústica seguido de uma redução para um valor muito próximo ao da caixa original. Em seguida ocorre uma nova subida brusca seguida por um comportamento decrescente.

Verifica-se pela Tabela 4.9 que, apesar do modo 12 ser aquele com maior deslocamento volumétrico, o maior nível de pressão sonora se observa nas frequências associadas ao modo 9 e se mantêm em todas as modificações de massa efetuadas.

As Figuras 4.24, 4.25, 4.26, 4.27, 4.28, 4.29 mostram os padrões de diretividade obtidos para cada modo do tipo monopólo. A escala nos eixos cartesianos está em decibéis de pressão sonora tal qual mostrado na Figura 3.3.

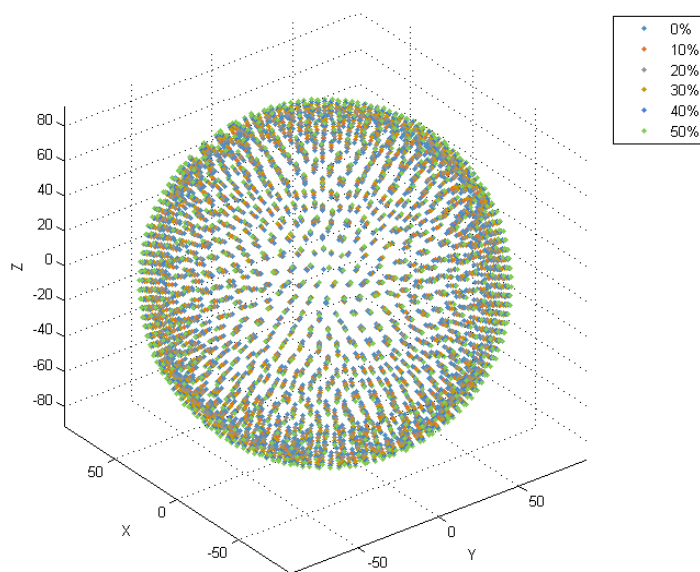


Figura 4.24 – Padrão de Diretividade para as frequências referentes ao modo 7.

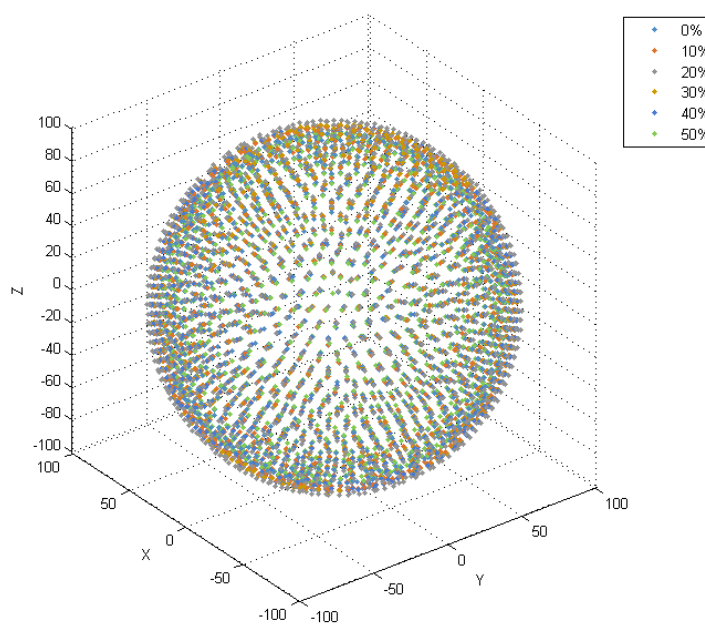


Figura 4.25 – Padrão de Diretividade para as frequências referentes ao modo 9.

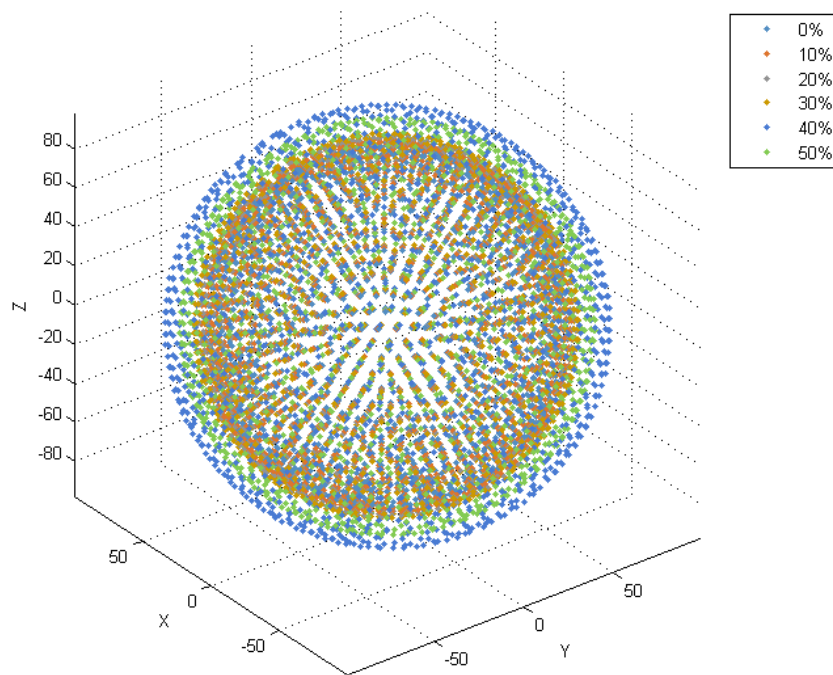


Figura 4.26 – Padrão de Diretividade para as frequências referentes ao modo 12.

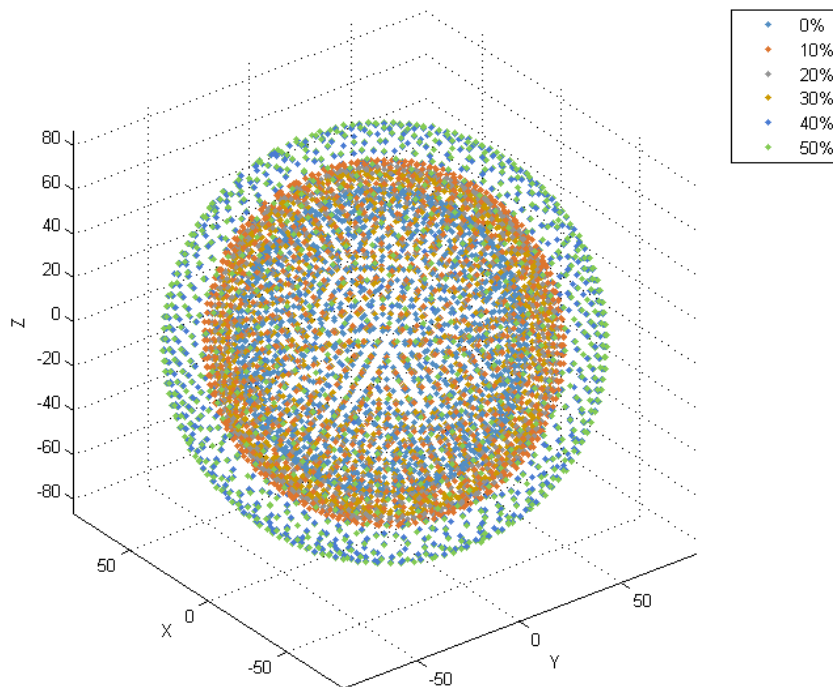


Figura 4.27 – Padrão de Diretividade para as frequências referentes ao modo 27.

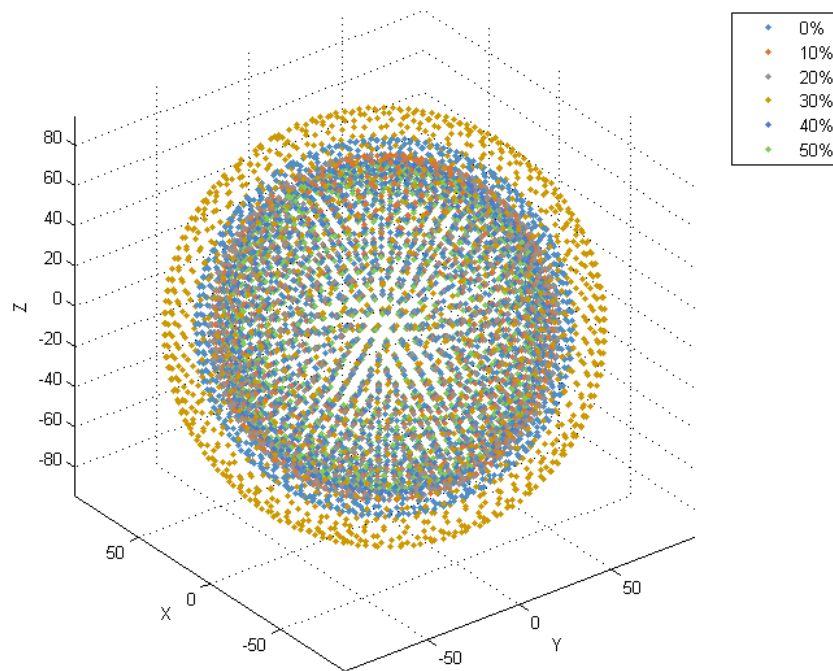


Figura 4.28 – Padrão de Diretividade para as frequências referentes ao modo 28.

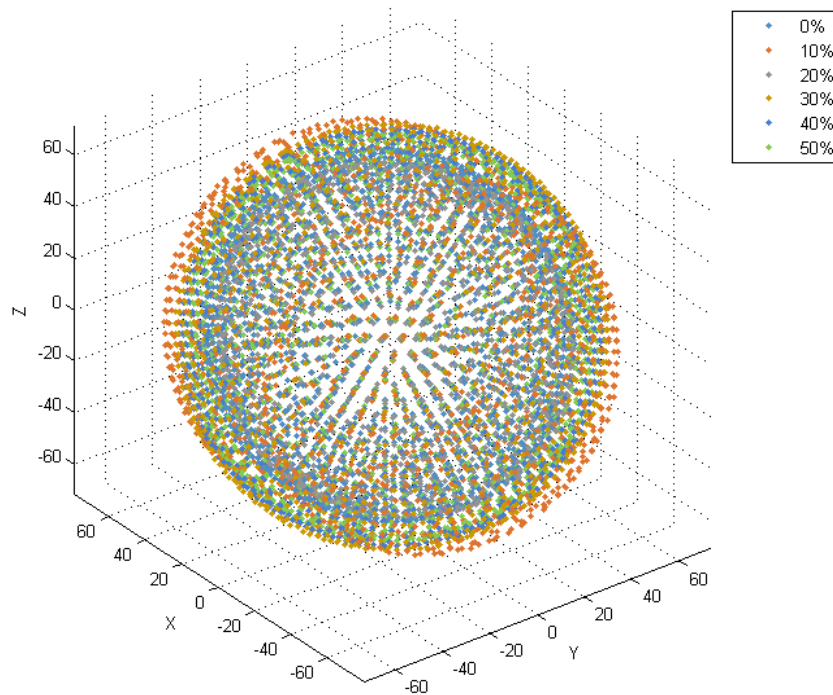


Figura 4.29 – Padrão de Diretividade para as frequências referentes ao modo 34.



Além da avaliação do padrão de diretividade dos modos, também foi feita esta análise para uma frequência específica. Isto por que, como dito anteriormente, o deslocamento das frequências naturais podem, muitas vezes, ser suficiente para resolver um problema de ruído e vibração. A Figura 4.30 mostra a variação da frequência de 22,133 Hz, associada ao modo 12 do modelo original, conforme as massas vão sendo adicionadas.

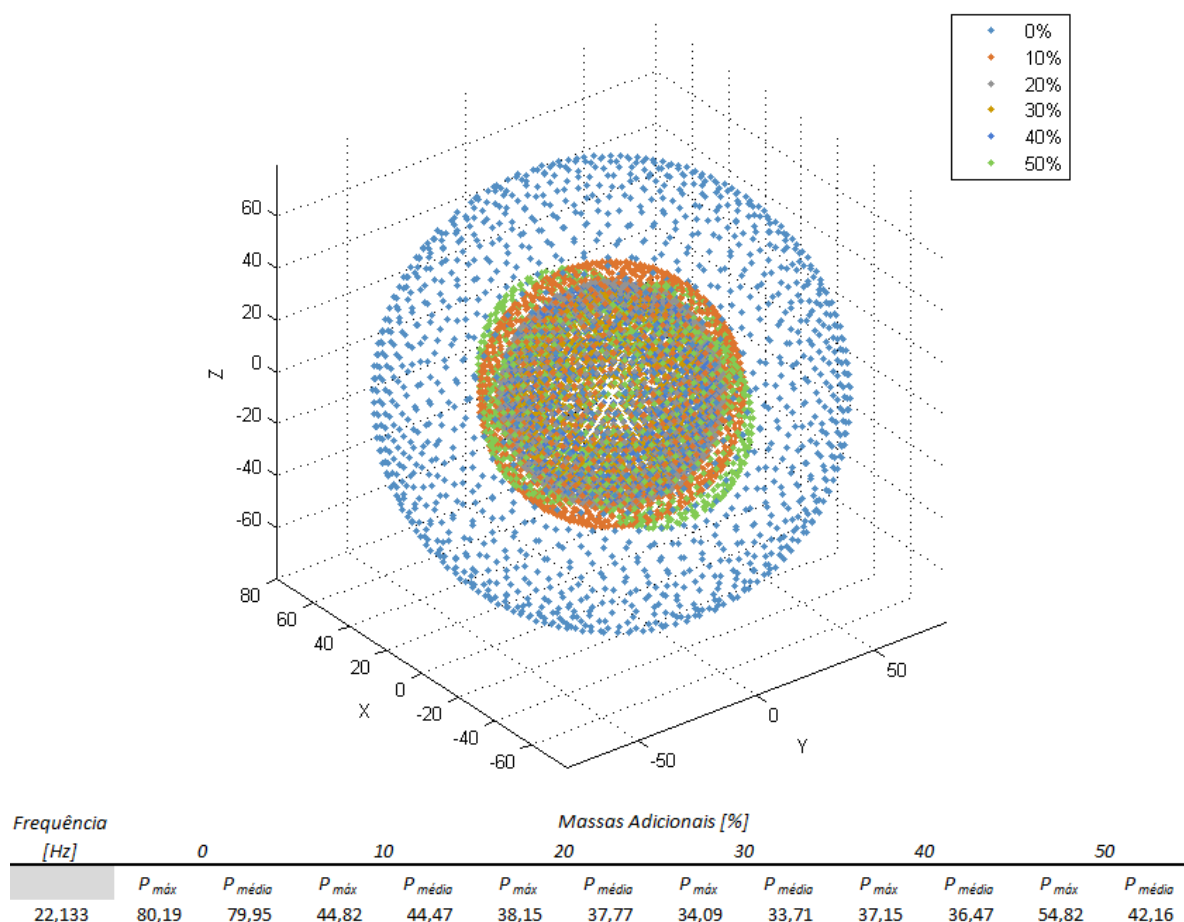


Figura 4.30 – Padrão de Diretividade para a frequência 22,133 Hz, seus valores médio e máximo.

Verifica-se na Figura 4.30 que, para a frequência de 22,133 Hz, a adição de 10% de massa provoca uma diminuição expressiva no nível de pressão sonora média e máxima. O valor mínimo é alcançado quando são colocados 30% de massa. Observa-se também que a distribuição do tipo monopólo passa a não existir no modelo com 50% de massa. Tal comportamento pode ser visualizado na Figura 4.30 e também na comparação dos valores de NPS média e máxima.

## 4.5 Comparação entre Deslocamento Volumétrico e Padrão de Diretividade

A seguir as Figuras 4.31, 4.32, 4.33, 4.34, 4.35 e 4.36 mostram os gráficos comparativos para resposta forçada entre o deslocamento volumétrico (eixo esquerdo – [ $\cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ ]) e o NPS médio e máximo (eixo direito – [dB,  $p_{ref} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$ ]) para cada modelo. Eles são uma compilação dos dados da Figura 4.21 e da Tabela 4.9. A comparação é feita para os modos equivalentes, ou seja, as frequências são diferentes para cada modelo.

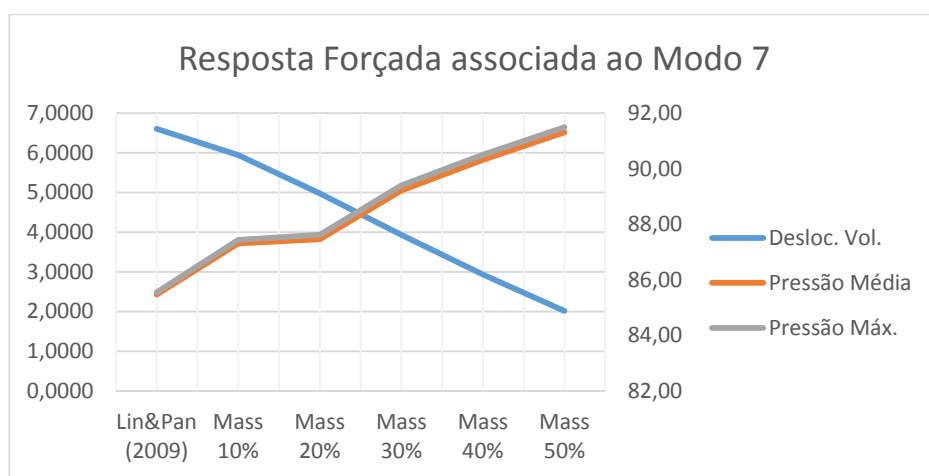


Figura 4.31 – Deslocamento Volumétrico (eixo esquerdo – [ $\cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ ]) e NPS médio e máximo (eixo direito – [dB,  $p_{ref} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$ ]) – Modos equivalentes ao Modo 7.

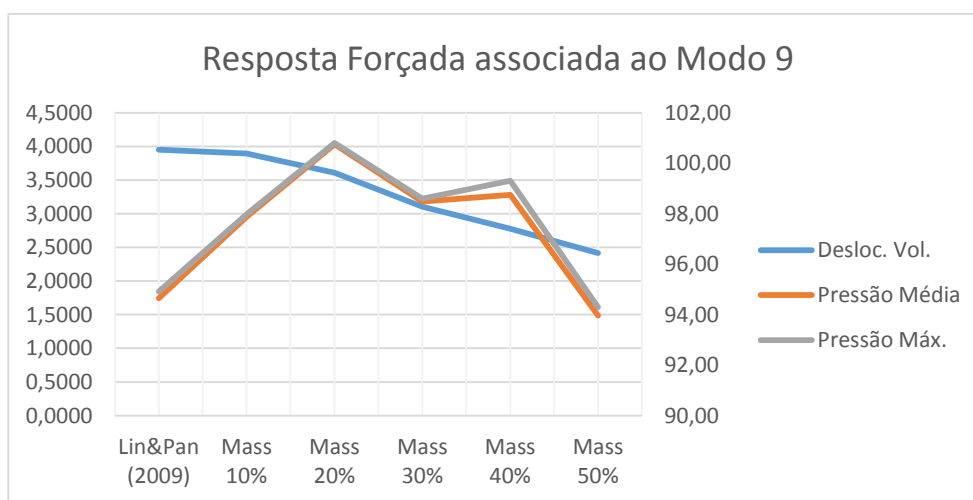


Figura 4.32 – Deslocamento Volumétrico (eixo esquerdo – [ $\cdot 10^{-6} \text{ m}^3$ ]) e NPS médio e máximo (eixo direito – [dB,  $p_{ref} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$ ]) – Modos equivalentes ao Modo 9.



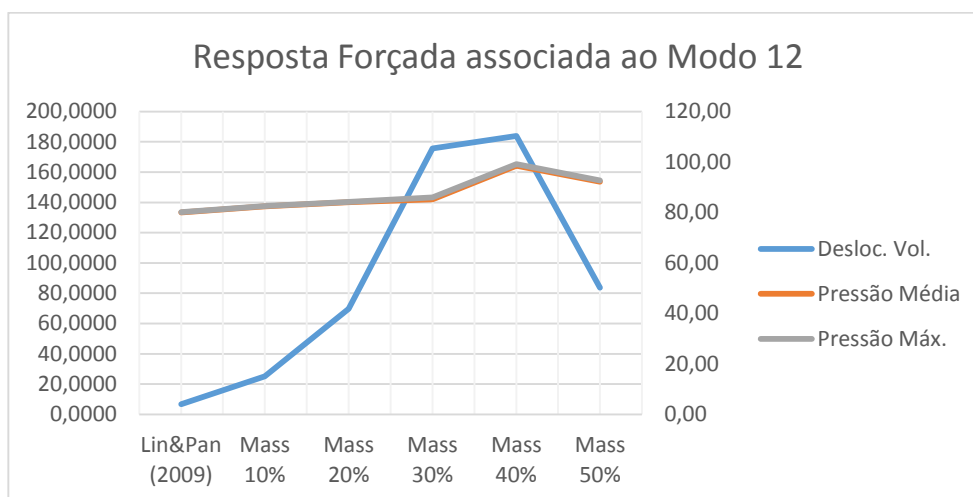


Figura 4.33 – Deslocamento Volumétrico (eixo esquerdo – [ $\times 10^{-6} \text{ m}^3$ ]) e NPS médio e máximo (eixo direito – [dB,  $p_{ref} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$ ]) – Modos equivalentes ao Modo 12.

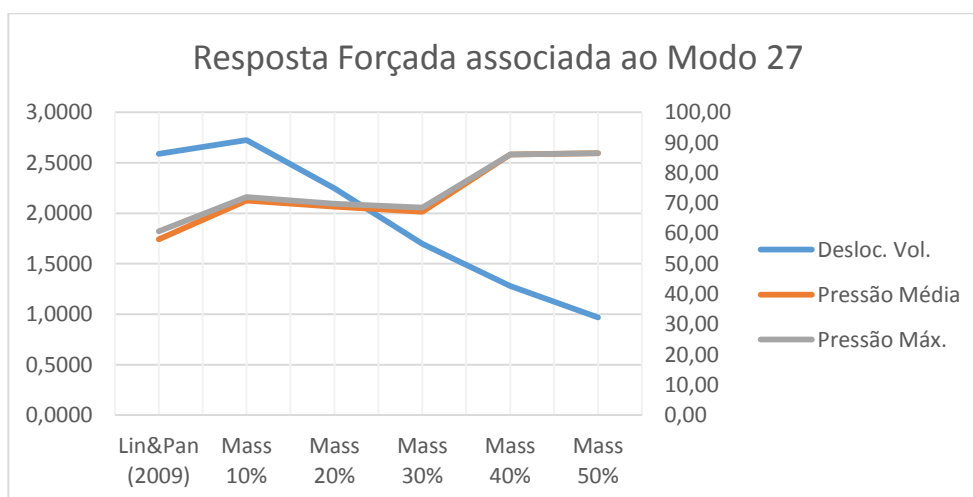


Figura 4.34 – Deslocamento Volumétrico (eixo esquerdo – [ $\times 10^{-6} \text{ m}^3$ ]) e NPS médio e máximo (eixo direito – [dB,  $p_{ref} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$ ]) – Modos equivalentes ao Modo 27.

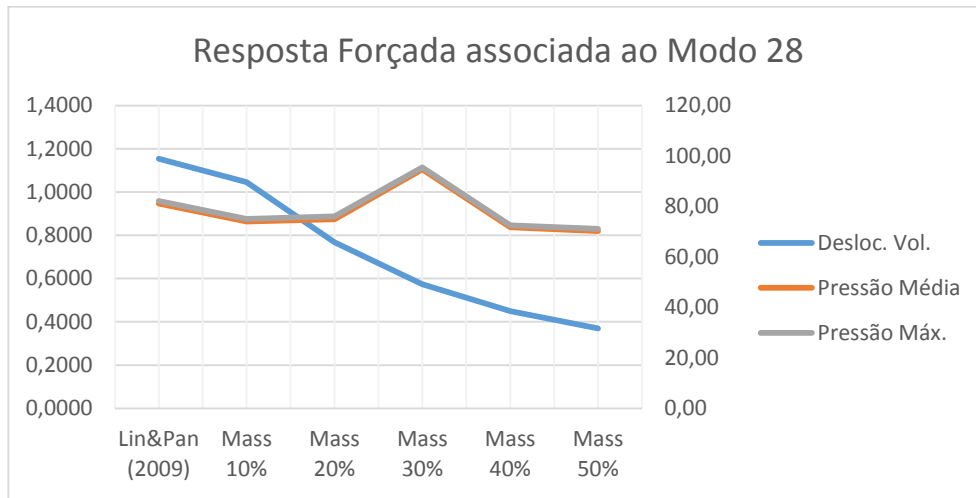


Figura 4.35 – Deslocamento Volumétrico (eixo esquerdo – [ $\times 10^{-6} \text{ m}^3$ ]) e NPS médio e máximo (eixo direito – [dB,  $p_{ref} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$ ]) – Modos equivalentes ao Modo 28.

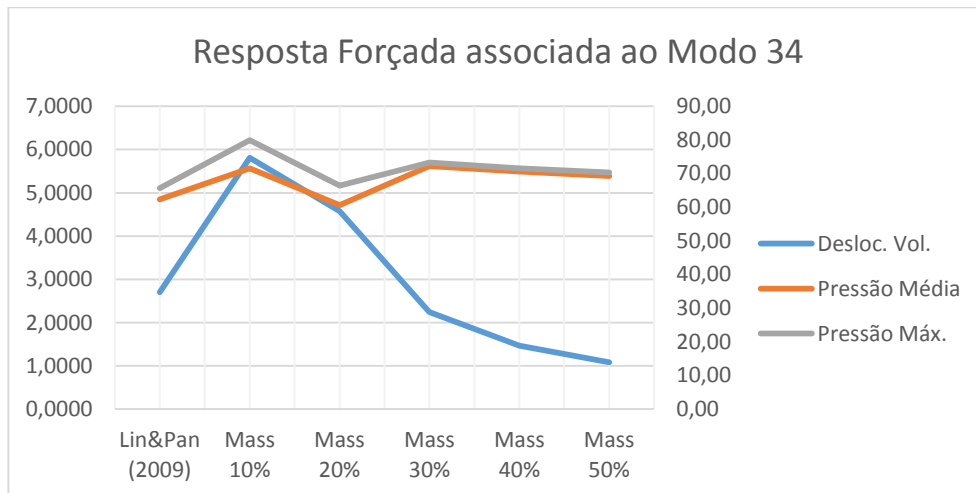


Figura 4.36 – Deslocamento Volumétrico (eixo esquerdo – [ $\times 10^{-6} \text{ m}^3$ ]) e NPS médio e máximo (eixo direito – [dB,  $p_{ref} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$ ]) – Modos equivalentes ao Modo 34.

O que se observa das Figuras 4.31 a 4.36 é a baixa correlação entre a variação do deslocamento volumétrico e o NPS com o aumento da massa adicionada. No modo 7, por exemplo, enquanto o NPS médio e máximo aumenta com o aumento da massa, o deslocamento volumétrico apresenta um comportamento decrescente. Comportamentos dissimilares também são observados com os demais modos.

Além da comparação entre o deslocamento volumétrico e para o padrão de diretividade realizado entre os modos equivalentes também foi realizada a análise destas grandezas para uma mesma frequência. Tal comparativo se encontra na Figura 4.37 e é uma compilação dos dados da Figura 4.22 e da Figura 4.30.

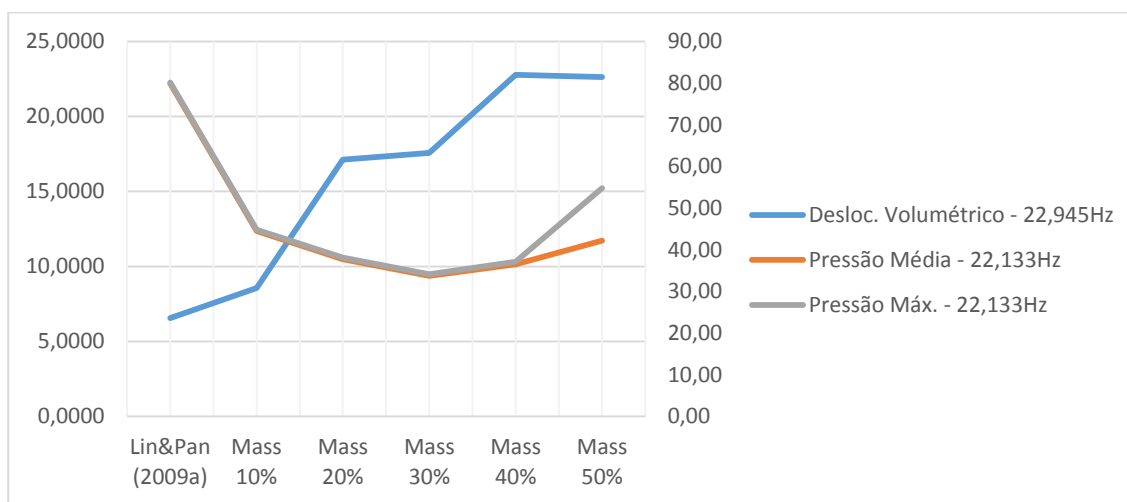


Figura 4.37 – Deslocamento Volumétrico (eixo esquerdo – [ $*10^{-6} \text{ m}^3$ ]) e NPS médio e máximo (eixo direito – [dB,  $p_{ref} = 2 \cdot 10^{-5} \text{ Pa}$ ]) – Frequência equivalente.

Novamente, a Figura 4.37 mostra que o deslocamento volumétrico e o NPS não se comportam da mesma maneira. Analisando-se a mesma frequência de 22,945Hz para o modelo estrutural e a frequência de 22,133Hz para o modelo vibroacústico (frequências associadas à mesma forma modal) o que se verifica é uma diminuição da resposta acústica até a adição de 30% de massa seguida por um aumento com a adição de 40% e 50% da massa da caixa. Além disso, com o padrão de diretividade passa a ter uma forma que difere de um monopólo. Esse comportamento se verifica na variação entre o NPS máximo e médio. O deslocamento volumétrico, por outro lado, aumenta progressivamente com o aumento da massa, para uma mesma frequência.

## 5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

As principais conclusões deste trabalho se encontram neste capítulo. Além disso, sugestões para dar continuidade para esse estudo são fornecidas.

### 5.1 Conclusões

Para esta dissertação foi proposta a avaliação do comportamento vibratório e acústico de estruturas do tipo caixa quando modificadas pela adição massas pontuais no centro de cada uma de suas faces. Tal avaliação ocorreu por meio da análise das frequências naturais, formas modais, deslocamento volumétrico e padrão de diretividade. Foi observado nos resultados obtidos das simulações estrutural e vibroacústica algumas constatações explicitadas na sequência:

- A adição de massa sobre o centro geométrico dos painéis da caixa causa alterações expressivas no deslocamento volumétrico e nas frequências naturais da caixa. Quando o modelo é considerado como imerso no vácuo, percebe-se que as frequências naturais referentes aos modos pertencentes ao Grupo  $D_{S,S,S}$  tendem a diminuir conforme a porcentagem de massa aumenta. A redução máxima das frequências naturais ocorre no modo 12 quando a caixa é carregada com massas equivalentes a 50% da sua massa total – 53,53% conforme a Tabela 4.7.
- Além disso, a redução de massa representou uma redução do deslocamento volumétrico em alguns modos, como nos modos 7, 9, 12 e 34, e um aumento para os modos 27, 28;
- O Deslocamento Volumétrico avaliado a partir dos autovetores obtidos na análise modal numérica possuem valores diferentes, dependendo da normalização adotada para os autovetores – normalização pela matriz de massa e normalização unitária. Entretanto, a relação de grandeza entre os modos se mantém independentemente da normalização. Assim, o modo 12 é aquele que apresenta o maior deslocamento volumétrico líquido em ambas as normalizações. Tal comportamento se mantém quando o deslocamento volumétrico é

avaliado a partir da resposta harmônica. O deslocamento volumétrico avaliado nas frequências de ressonância do modo 12 apresentam os maiores valores quando comparados com a resposta nas demais frequências de ressonância;

- Quando se comparam as frequências naturais obtidas na simulação estrutural com aquelas obtidas na simulação vibroacústica percebe-se uma pequena redução nos seus valores quando o ar é considerado ao redor da estrutura. Isso se deve ao carregamento de massa distribuída provocado pelo ar. Nota-se que a máxima variação é de 3,54% para o modo 12 do modelo original;
- Com relação ao amortecimento modal, este decresce para os modos 7, 9, 12 e 34 conforme as massas adicionadas aumentam. Para os modos 27 e 28 o fator de amortecimento modal aumenta com o aumento da massa. O modo 12 é o que apresenta o maior fator de amortecimento e isso ocorre quando a caixa não apresenta massas adicionadas;
- No que diz respeito à distribuição de pressão ao redor da caixa, esta se comporta de maneira dissimilar com o aumento das massas fixadas.
- Também, não se verificou uma tendência clara entre a variação do deslocamento volumétrico e a distribuição de pressão, tanto para a avaliação entre os modos equivalentes dos modelos quanto para uma frequência fixa.

Um ponto importante a esclarecer sobre as análises deste capítulo é que todas elas foram realizadas com carregamentos e excitações específicas. Os comportamentos verificados neste trabalho podem ser alterados conforme a posição da excitação e a posição e distribuição das massas sobre a estrutura. Além disso, outras análises como, por exemplo, a avaliação da potência sonora radiado podem ser implementadas a fim de se obter mais informações sobre o comportamento acústico de caixas carregadas por massas.

## 5.2 Sugestões para Próximos Trabalhos

Este trabalho proporcionou a abertura de novas possibilidades de estudo. Sugere-se os seguintes tópicos para sua continuação:

- Avaliar o comportamento acústico de estruturas do tipo caixa quando carregadas por massas distribuídas e em posições diferentes das usadas neste trabalho;
- A distribuição da pressão sonora é espacialmente dependente, conforme observado nos dados desta dissertação. A análise da potência sonora se mostra mais adequada para as análises de radiação acústica de estruturas por ser uma grandeza espacialmente independente. Alguns trabalhos consultados na pesquisa bibliográfica, mas que não constam neste texto, mostram o grande uso desta grandeza no estudo de radiação estrutural. Sugere-se, então, que a mesma análise de sensibilidade realizada neste trabalho seja avaliada em termos do espectro da potência sonora;
- Como mencionado no texto, o coeficiente de amortecimento utilizado na determinação do deslocamento volumétrico foi 0,01. Entretanto, a simulação acústica permitiu a obtenção de coeficientes de amortecimentos modais relativos à perda por radiação. Sugere-se, então, avaliar o deslocamento volumétrico da resposta harmônica com os amortecimentos modais estimados na simulação vibroacústica de modo a estabelecer um novo comparativo entre a resposta acústica e o deslocamento volumétrico.

## Referências

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15145**: Acústica – Medição do ruído emitido por veículos rodoviários automotores em aceleração – Método de engenharia. Rio de Janeiro, 2004. 13p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10152**: Níveis de ruído para conforto acústico. Rio de Janeiro, 1987. 4p.

Selo RUÍDO. Disponível em <http://www.ibama.gov.br/areas-tematicas-qa/programa-silencio>. Acesso em: 04 julho 2013.

DONADON, Lázaro Valentim. **Análise Teórica e Experimental de Estratégias de Controle Ativo de Ruído**. 2002. 260p. Tese (Doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2002.

BOHN, C.; CORTABARRIA, A.; HÄRTEL, V.; KOWALCZYK, K. Active control of engine-induced vibrations in automotive vehicles using disturbance observer gain scheduling. **Control Engineering Practice**, v.12, p.1029-1039, 2004.

ELLIOTT, S.J.; NELSON, P.A. Active Noise Control. **IEEE Signal Processing Magazine**, p.12-35, 1993.

KUO, Sem M.; MORGAN, Dennis R. Active Noise Control: A Tutorial Review. In: IEEE, 1999. **Proceedings of the IEEE** 1999. p.943-973.

MING, R.S.; PAN, J.; NORTON, M.P.; TEH, M. The passive control of tonal sound radiation from vibrating structures. **Applied Acoustics**, v.60, p.313-326, 2000.

RAO, M.D. Recent applications of viscoelastic damping for noise control in automobiles and commercial airplanes. **Journal of Sound and Vibration**, v.262, p.457-474, 2003.

OLIVEIRA, André. **Adição de Amortecimento Estrutural usando Materiais Viscoelásticos**. 2006. 160p. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

Le MOYNE, S.; TÉBEC, J.-L. Ribs effects in acoustic radiation of a gearbox – their modelling in a boundary element method. **Applied Acoustics**, v.63, p.223-233, 2002.

BERRY, A.; NICOLAS, J. Structural Acoustics and Vibration Behaviour of Complex Panels. **Applied Acoustics**, v.43, p.185-215, 1994.

ROCHA, T.L. **Atenuação de Ruído e Vibração em um Veículo Utilizando Pastilhas Piezoelétricas e Circuitos Elétricos Dissipativos**. 2013. 113p. Tese (Doutorado) – Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2013. (a ser publicada)

TOYODA, M.; TANAKA, M.; TAKAHASHI, D. Reduction of acoustic radiation by perforated board and honeycomb layer systems. **Applied Acoustics**, v.68, p.71-85, 2007.

WANG, P.; LI, W.L. Novel Design of Panel for Reduced Sound Radiation Efficiency. In: IMAC-XXV: Conference and Exposition on Structural Dynamics, 2007.

AVITABILE, P. Twenty Years of Structural Dynamic Modification. In: IMAC-XX: Conference and Exposition on Structural Dynamics, 2002.

DÜHRING, M.B.; JENSEN, J.S.; SIGMUND, O. Acoustic design by topology optimization. **Journal of Sound and Vibration**, v.317, p.557-575, 2008.

XU, Z.-S.; HUANG, Q.-B. Acoustic design sensitivity analysis of structural sound radiation. **Journal of Chongqing University**, v.8, n.4, p.250-256, 2009.

HENSHELL, R.D.; BENNET, P.J.; MCCALLION, H.; MILNER, M. Natural frequencies and mode shapes of vibration of transformer cores. **Proceedings Inst. Electrical Engineers**, v.112, n.11, p.2133-2139, 1965.

DICKINSON, S.M.; Warburton, G.B. Vibration of Box-Type Structures. **Journal of Mechanical Engineering Science**, v.9, n.4, p.325-338, 1967.



DICKINSON, S.M. Vibration of Box-Type Structures with flexible joints between constituent plates. **Journal of Mechanical Engineering Science**, v.10, n.3, p.294-296, 1968.

POPPLEWELL, N. The Vibration of a Box-Type Structure – I. Natural frequencies and Normal Modes. **Journal of Sound and Vibration**, v.14, n.3, p.357-365, 1971.

NGAI, K.W.; NG, C.F. Structure-Borne noise and vibration of concrete box structure and rail viaduct. **Journal of Sound and Vibration**, v.255, n.2, p.281-297, 2002.

HANDA, K.N. Analysis of inplane vibration of box-type structures by a finite element method. **Journal of Sound and Vibration**, v.21. n.1, p.107-114, 1972.

BARDELL, N.S.; LANGLEY, R.S.; DUNSDON, J.M. On the free in-plane vibration of isotropic rectangular plates. **Journal of Sound and Vibration**, v.191, n.3, p.459-467, 1996.

LIN, T.R.; PAN, J. Vibration Characteristics of a Box-Type Structure. **Journal of Vibration and Acoustics**, v.131, n.031004, p.1-9, 2009a.

MAIDANIK, G. Response of Ribbed Panels to Reverberant Acoustic Fields. **Journal of the Acoustical Society of America**, v.34, n.6, p.809-826, 1962.

WALLACE, C.E. Radiation Resistance of a Rectangular Panel. **Journal of the Acoustical Society of America**, v.51, p.946-952, 1972.

SEYBERT, A.F.; WU, X.F.; OSWALD, F.B. Validation of finite element and boundary element methods for predicting structural vibration and radiated noise. In: Proceedings of Winter Annual Meeting, 1992.

LIN, T.R.; PAN, J. Sound radiation characteristics of a box-type structure. **Journal of Sound and Vibration**, v.325, p.835-851, 2009b.

WONG, W.O. The effects of distributed mass loading on plate vibration behavior. **Journal of Sound and Vibration**, v.252, p.577-583, 2002.

LI, S.; LI, X. The effects of distributed masses on acoustic radiation behavior of plates. **Applied Acoustics**, v.69, p.272-279, 2008.

BATHE, K.J. **Finite Element Procedures**. New Jersey: Prentice Hall, 1996. 1037p.

BERANEK, L.L. **Acoustics**. New York: Acoustical Society of America, 1986. 491p.

KINSLER, L.E.; FREY, A.R.; COPPENS, A.B.; SANDERS, J.V. **Fundamentals of Acoustics**. New York: John Wiley & Sons, Inc., 2000. 548p.

VÉR, I.L. Interaction of Sound Waves with Solid Structures. In: \_\_\_\_\_. **Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications**. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1992, Cap. 9, p.245-366.

RASMUSSEN, P. Acoustic Measurement. In: \_\_\_\_\_. **The Measurement, Instrumentation and Sensors Handbook**. CRC Press LLC, 1999. cap.27, p.1-26.

SEYBERT, A.F. Fundamentals of linear acoustics. In: \_\_\_\_\_. **Boundary Element Acoustics**. WIT Press, 2000. Cap.1, p.1-8.

FOX, R., MCDONALD, A.T., PRITCHARD, P.J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. Rio de Janeiro: LTC, 2006. 798p.

SCHOT, S.H. Eighty Years of Sommerfeld's Radiation Condition. **Historia Mathematica**, v.19, p.385-401, 1992.

MALING JR., G.C.; LANG, W.W.; BERANEK, L.L. Determination of Sound Power Levels and Directivity of Noise Sources. In: \_\_\_\_\_. **Noise and Vibration Control Engineering: Principles and Applications**. New York: John Wiley & Sons, Inc., 1992, Cap. 4, p.75-112.

RUSSELL, D.A.; TITLOW, J.P.; BEMMEN, Y.-J. Acoustic monopoles, dipoles, and quadrupoles: An experiment revisited. **American Journal of Physics**, v.67, n.8, p.660-664, 1999.

ALLEMANG, R.J. The Modal Assurance Criteria – Twenty Years of Use and Abuse. **Sound and Vibration**, p.14-21, 2003.

ANSYS Theory Reference for the Mechanical APDL and Mechanical Applications Release 12.0, 2009a.

ANSYS Element Reference Release 12.0, 2009b.

Chladni Figures and Vibrating Plates. Disponível em <http://www.phy.davidson.edu/stuhome/jimn/java/modes.html>. Acesso em: 09 julho 2013.

WALLACE, C.E. The acoustic radiation damping of the modes of a rectangular panel. **Journal of the Acoustical Society of America**, v.81, p.1787-1794, 1987.